

# **POLYTECHNIQUE MONTRÉAL**

affiliée à l'Université de Montréal

Ce projet de recherche intitulé :

**Étude Thermomécanique des disques de frein de la monoplace**

**FSAE Polytechnique Montréal**

Présenté par :

**PAU-ANTON MALAUD DOS SANTOS**

Département de Génie Mécanique

Dans le cadre d'un stage en laboratoire (S1L1B)

Directeur de Recherche : **D<sup>r</sup> Sami Ammar**

Mai 2020

## **Remerciements**

J'aimerais remercier mon Directeur de Recherche, Dr Sami Ammar, chercheur et professeur à Polytechnique Montréal, qui a guidé, conseillé et suivi le déroulement de ce projet de recherche.

Je remercie tous les membres de l'équipe Formule Polytechnique Montréal pour leur collaboration essentielle, pour tout le matériel théorique et expérimental fourni et pour leur chaleureux accueil. Cet environnement de travail, défini par des étudiants ambitieux, résilients et passionnés, a été indispensable dans la réalisation de ce projet.

Enfin, je voudrais exprimer mes profonds remerciements à ma famille, mes parents, ma sœur Noa, mes grands-parents et en particulier à mon grand-père Jean-Louis Malaud qui a supervisé la rédaction en langue française.

## Résumé

Les disques de frein d'une voiture type formule FSAE (Polytechnique Montréal) ont cédé lors d'une compétition en 2019. L'équipe manque d'un outil analytique pour pouvoir extraire des conclusions sur les causes de l'échec et les actions à engager pour réussir un modèle fiable et performant.

L'objet de ce projet de recherche est de développer une analyse thermomécanique des disques de frein de la monoplace en utilisant la méthode des éléments finis avec le logiciel ASNY Workbench.

Dans un premier temps, une étude bibliographique du fonctionnement et composition du système de freinage d'un véhicule du type Formule FSAE est présentée.

Deuxièmement, les différents phénomènes mécaniques et thermiques intervenants dans la physique du freinage sont expliqués.

Troisièmement, une analyse minutieuse des trois composants principaux du système de freinage (le disque, les étriers et les plaquettes), ainsi que, l'analyse de différents modèles a été développée. Puis, l'approfondissement théorique sur les sollicitations thermiques et mécaniques des disques de frein est exposé pour détailler leurs limitations thermiques et mécaniques afin d'identifier les possibles échecs et d'établir les principes de conception des disques de frein.

Ensuite, la structure, les détails et les conditions aux limites de la simulation thermomécanique sont présentés préalablement au processus de validation du maillage et des résultats. À l'aide des données expérimentales et de la corrélation entre variables la simulation a été validée en assurant des résultats réels et fiables appuyés par la littérature.

Finalement, les résultats thermiques et mécaniques sont présentés et analysés par la visualisation des températures, du flux de chaleur, des déplacements, des déformations et des contraintes de von Mises.

## Table des Matières

Remerciements .....	2
Résumé .....	3
Table des Matières.....	4
Liste des tableaux .....	6
Liste des Figures .....	7
1. Véhicule Formule SAE – Polytechnique Montréal.....	9
1.1 Système de freinage du véhicule FSAE .....	9
1.1.1 Système d’activation.....	10
1.1.2 Système opératif .....	11
2. Physique du système de freinage .....	12
2.1 Partie Structurale .....	12
2.1.1 Contact disque-plaquette .....	13
2.2 Section thermique .....	13
2.2.1 Gradient de température .....	13
2.2.2 Flux de chaleur.....	14
2.2.3 Bilan d’énergie .....	14
2.2.4 Modes de Transfert de Chaleur .....	14
2.2.4.1 Conduction .....	15
2.2.4.2 Convection.....	15
2.2.4.3 Rayonnement.....	16
2.2.5 Équation de la chaleur.....	17
3. Analyse du Modèle.....	18
3.1 Critères d’analyse et évaluation .....	18
3.1.1 Efficacité du freinage .....	18
3.1.2 Pilotage .....	19
3.1.3 Fiabilité.....	19
3.1.4 Faisabilité .....	19
3.2 Disque .....	20
3.2.1 Disques pleins .....	20
3.2.2 Disques ventilés .....	20
3.2.3 Disques rainurés .....	21
3.2.4 Disques percés .....	21
3.2.5 Spécifications du modèle .....	21
3.2.6 Exigences mécaniques et thermiques du modèle .....	23
3.3 Étriers .....	24

3.3.1	Étriers fixes .....	24
3.3.2	Étriers flottants .....	24
3.3.3	Spécifications du modèle .....	24
3.3.3.1	Étrier arrière .....	24
3.3.3.2	Étrier avant .....	25
3.3.4	Exigences mécaniques et thermiques du modèle .....	25
3.4	Plaquettes .....	26
3.4.1	Spécifications du modèle .....	26
3.4.1.1	Plaquettes arrière .....	26
3.4.1.2	Plaquettes avant .....	27
3.4.2	Exigences mécaniques et thermiques du modèle .....	28
4.	Simulation numérique par la méthode des éléments finis.....	29
4.1	Définition mathématique du problème thermique.....	29
4.2	Définition mathématique du problème structurel.....	32
4.3	Préparation de la géométrie sur SolidWorks .....	33
4.4	Données expérimentales.....	34
4.5	Simulation thermomécanique .....	35
4.5.1	Choix du Maillage.....	36
4.5.1.1	Indicateurs de qualité du maillage .....	36
4.5.2	Conditions aux limites de la simulation thermique transitoire .....	37
4.5.3	Conditions aux limites de la simulation statique structurale.....	39
4.6	Validation .....	41
4.6.1	Maillage .....	41
4.6.1.1	Étude de convergence .....	41
4.6.1.2	Qualité du maillage .....	42
4.6.2	Résultats et Corrélation.....	43
5.	Analyse des résultats.....	51
5.1	Analyse thermique des résultats .....	51
5.2	Analyse mécanique des résultats .....	61
6.	Conclusion et Perspectives .....	64
7.	Références .....	66

## Liste des tableaux

<i>Tableau 1 : Composition Chimique AISI 1018.....</i>	<i>22</i>
<i>Tableau 2 : Propriétés Mécaniques et Physiques AISI 1018.....</i>	<i>22</i>
<i>Tableau 3 : Spécifications étrier arrière .....</i>	<i>24</i>
<i>Tableau 4 : Spécifications étrier avant.....</i>	<i>25</i>
<i>Tableau 5 : Spécifications plaquettes arrière.....</i>	<i>26</i>
<i>Tableau 6 : Spécifications plaquettes avant .....</i>	<i>27</i>
<i>Tableau 7 : Étude de convergence.....</i>	<i>41</i>

## Liste des Figures

<i>Fig. 1: FPM19.....</i>	<i>9</i>
<i>Fig. 2 : Vue latérale du système de freinage .....</i>	<i>9</i>
<i>Fig. 3 : Vue de dessus des lignes de frein .....</i>	<i>10</i>
<i>Fig. 4 : Système de freinage (Vue augmentée : maîtres-cylindres et barre de biais) .....</i>	<i>10</i>
<i>Fig. 5 : Vue de dessous du système de freinage avant gauche .....</i>	<i>11</i>
<i>Fig. 6 : Système de freinage.....</i>	<i>12</i>
<i>Fig. 7 : Conduction disque-plaquette .....</i>	<i>15</i>
<i>Fig. 8 : Convection disque-environnement.....</i>	<i>16</i>
<i>Fig. 9 : Radiation disque-environnement .....</i>	<i>16</i>
<i>Fig. 10 : Volume de contrôle .....</i>	<i>17</i>
<i>Fig. 11 : Disque de frein.....</i>	<i>20</i>
<i>Fig. 12 : Disque percé .....</i>	<i>21</i>
<i>Fig. 13 : Géométrie du disque de frein .....</i>	<i>22</i>
<i>Fig. 14 : Étrier arrière.....</i>	<i>25</i>
<i>Fig. 15 : Étrier avant.....</i>	<i>25</i>
<i>Fig. 16 : Plaquettes arrière.....</i>	<i>27</i>
<i>Fig. 17 : Plaquettes avant .....</i>	<i>27</i>
<i>Fig. 18 : Graphique de friction des plaquettes avant .....</i>	<i>27</i>
<i>Fig. 19: Géométrie du disque sur SolidWorks.....</i>	<i>33</i>
<i>Fig. 20 : Télémétrie sur RaceStudio.....</i>	<i>34</i>
<i>Fig. 21: Organigramme de la simulation numérique.....</i>	<i>35</i>
<i>Fig. 22 : Virtual Topology.....</i>	<i>36</i>
<i>Fig. 23 : Maillage .....</i>	<i>36</i>
<i>Fig. 24 : Rapport de Jacobien .....</i>	<i>37</i>
<i>Fig. 25 : Ratio de forme .....</i>	<i>37</i>
<i>Fig. 26 : Flux de chaleur.....</i>	<i>37</i>
<i>Fig. 27 : Convection .....</i>	<i>38</i>
<i>Fig. 28 : Radiation.....</i>	<i>38</i>
<i>Fig. 29 : Vitesse angulaire .....</i>	<i>39</i>
<i>Fig. 30 : Force de serrage .....</i>	<i>39</i>
<i>Fig. 31 : Force de friction.....</i>	<i>40</i>
<i>Fig. 32 : Support fixe.....</i>	<i>40</i>
<i>Fig. 33 : Ratio de forme .....</i>	<i>42</i>
<i>Fig. 34 : Inclinaison.....</i>	<i>42</i>
<i>Fig. 35 : Rapport de Jacobien .....</i>	<i>43</i>
<i>Fig. 36 : Première simulation, températures simulées et températures réelles .....</i>	<i>43</i>
<i>Fig. 37 : Corrélation de la température ambiante et le refroidissement du disque .....</i>	<i>44</i>
<i>Fig. 38 : Corrélation du coefficient de convection et le refroidissement du disque .....</i>	<i>45</i>
<i>Fig. 39 : Corrélation du coefficient de convection et le refroidissement du disque (<math>\lambda = 4</math>) .....</i>	<i>46</i>
<i>Fig. 40 : Vitesse et Décélération du premier freinage.....</i>	<i>47</i>
<i>Fig. 41 : Vitesse et Décélération du deuxième freinage.....</i>	<i>48</i>
<i>Fig. 42 : Correction décélération deuxième freinage.....</i>	<i>49</i>
<i>Fig. 43 : Correction du facteur des masses tournantes.....</i>	<i>50</i>
<i>Fig. 44 : Direction du flux de chaleur total pendant le freinage.....</i>	<i>51</i>
<i>Fig. 45 : Direction du flux de chaleur total pendant le refroidissement.....</i>	<i>52</i>
<i>Fig. 46 : Température du disque en phase d'échauffement (Temps : 0,5 ; 1 ; 1,6 [s]) .....</i>	<i>53</i>
<i>Fig. 47 : Température du disque en phase de refroidissement (Temps : 2 ; 3 [s]).....</i>	<i>54</i>
<i>Fig. 48 : Température du disque en phase de refroidissement (Temps : 4 ; 5 ; 6,30 [s]) ....</i>	<i>55</i>

<i>Fig. 49 : Température maximale du disque en phase d'échauffement (Temps : 7,2 [s])</i> .....	56
<i>Fig. 50 : Température sur l'épaisseur du disque en phase d'échauffement (Temps : 0,8 ; 1,6 [s])</i> .....	56
<i>Fig. 51 : Température sur l'épaisseur du disque en phase d'échauffement (Temps : 0,8 ; 1,6 [s])</i> .....	57
<i>Fig. 52 : Flux de chaleur total en phase d'échauffement (Temps : 0,4 ; 1,2 ; 1,5 [s])</i> .....	58
<i>Fig. 53 : Flux de chaleur total en phase de refroidissement (Temps : 1,8 ; 2,5 ; 3 [s])</i> .....	59
<i>Fig. 54 : Flux de chaleur total en phase de refroidissement (Temps : 4 ; 6,3 [s])</i> .....	60
<i>Fig. 55 : Déplacement total en phase d'échauffement (Temps : 7,2 [s])</i> .....	61
<i>Fig. 56 : Déplacement maximum en fonction du temps</i> .....	61
<i>Fig. 57 : Contrainte équivalente von Mises en phase d'échauffement (Temps : 7,2 [s])</i> .....	62
<i>Fig. 58 : von Mises en fonction du temps</i> .....	62
<i>Fig. 59 : Déformation élastique équivalente en phase d'échauffement (Temps : 7,2 [s])</i> ...	63



## 1. Véhicule Formule SAE – Polytechnique Montréal

En sport automobile, un véhicule type formule indique un véhicule monoplace. La formule SAE est une compétition étudiante de sport automobile où les étudiants universitaires développent un véhicule type formule pour le présenter à des épreuves statiques (Conception, Cout et Production, etc.) et des épreuves dynamiques (Endurance, Accélération, etc.) lors d'une compétition.



*Fig. 1: FPM19*

La FPM19, de Formule Polytechnique Montréal, utilise un châssis en acier à structure spatiale propulsée par un moteur 4 temps mono-cylindre (450 cc) avec 43 chevaux. Le véhicule utilise une suspension à poussoirs avec quatre amortisseurs Ohlins TTX25 MKII pour contrôler les quatre pneus R25B Hoosier (16.0 x 7.5 – 10). Un ensemble aérodynamique composé d'un aileron avant et un aileron arrière qui produit 300N de déportance à 50km/h. Le poids total de la voiture est de 190 kg.

### 1.1 Système de freinage du véhicule FSAE

La FPM19 utilise un système de freinage à disques, le système plus fréquemment utilisé pour ce qui concerne les véhicules de course. Dans un système de freinage, on distingue deux parties. Une partie est formée par les composants qui participent à l'activation du système de freinage lorsque le conducteur décide de freiner. La deuxième partie, est constituée des composants chargés d'opérer la réduction de la vitesse, la physique du freinage.



*Fig. 2 : Vue latérale du système de freinage*

Dans ce projet nous ne tenons pas en compte la partie structurelle qui intègre le système de freinage au châssis.

### 1.1.1 Système d'activation

Le système d'activation est constitué par quatre composants principaux :

- La pédale de frein, chargée de transmettre la force appliquée par le conducteur au système de freinage.
- La barre de biais, chargée de distribuer la force, transmise par la pédale de frein, entre l'avant ou l'arrière de la monoplace. Sur une automobile de course la distribution du freinage n'est pas égale à l'avant et à l'arrière. La force de freinage distribuée sera transmise au maître-cylindre avant et au maître-cylindre arrière, respectivement.
- Les deux maîtres-cylindres. Ils transforment la force de freinage en pression hydraulique. Chacun des maîtres-cylindres active le circuit hydraulique avant et arrière, respectivement.
- Les lignes de frein, elles constituent les circuits hydrauliques qui transmettent la pression hydraulique des maîtres-cylindres aux 4 étriers.



Fig. 3 : Vue de dessus des lignes de frein

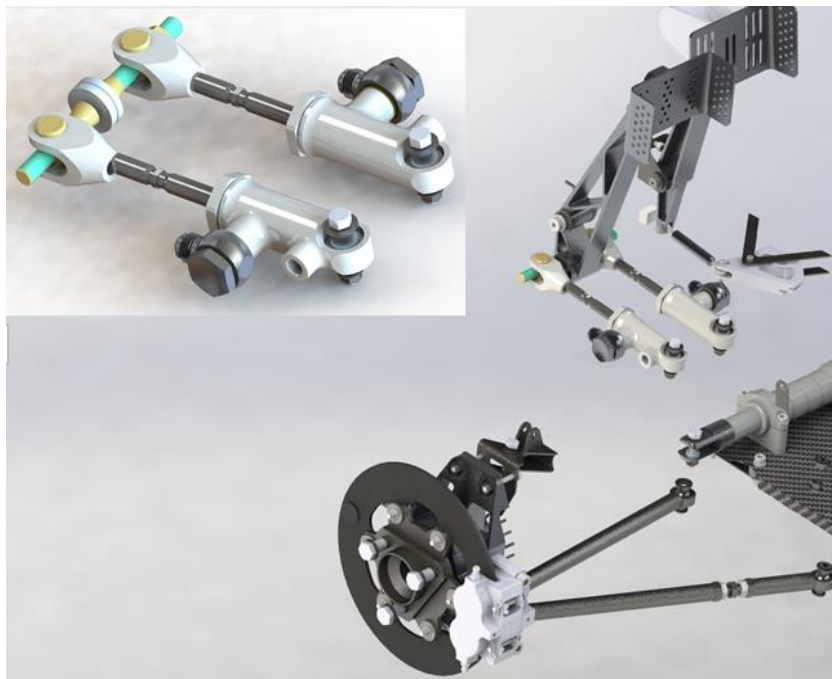


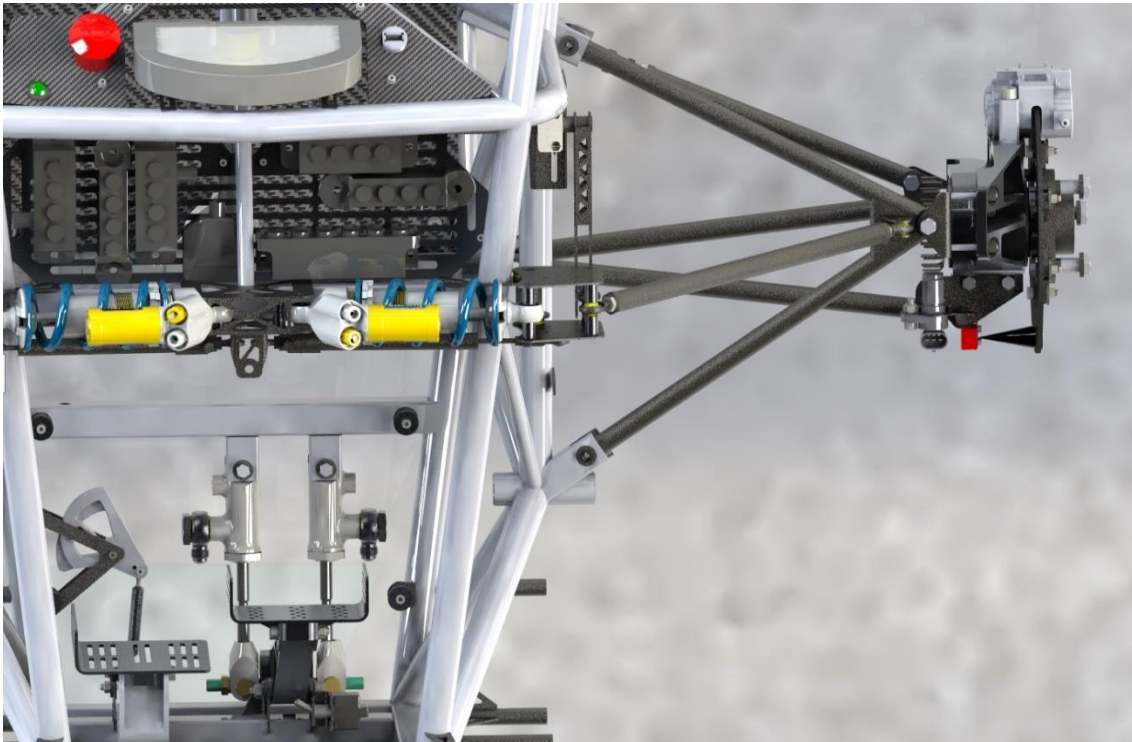
Fig. 4 : Système de freinage (Vue augmentée : maîtres-cylindres et barre de biais)

### 1.1.2 Système opératif

Le système opératif est composé des éléments suivants :

- Les plaquettes de frein. Composées d'un support qui contient une garniture, habituellement du métal sintérisé, avec des propriétés matérielles pour résister aux forts gradients thermiques, l'usure par frottement, ainsi qu'offrir des hauts coefficients de frottement. Les plaquettes seront déplacées axialement, par le piston, jusqu'à contacter avec le disque de frein.
- Les pistons. Composants cylindriques chargés de transmettre et transformer la pression hydraulique en un mouvement axial pour produire le contact entre les plaquettes et le disque.
- L'étrier. Un composant en alliage d'aluminium qui recouvre un secteur du disque et contient des pistons et des connexions avec le circuit hydraulique. La pression hydraulique, transmise par les lignes de frein, engendre le mouvement des pistons, intégrés dans l'étrier, vers le disque de frein.
- Les disques de frein. Éléments circulaires en fonte qui absorbera grande partie de l'énergie du véhicule lors du freinage. Un contact par pression se produit quand les plaquettes de frein touchent la surface extérieure des disques. Ce contact permet de transformer l'énergie mécanique du véhicule en énergie thermique transféré sur les disques de frein. La gestion de l'énergie thermique faite par les freins à disques va déterminer la performance du système de freinage.

Selon les règles de Formule SAE pour l'année 2019 le système de freinage doit activer les quatre freins par l'action d'un seul système de contrôle. De plus, il doit être capable du blocage des quatre roues. Le système hydraulique doit être constitué par deux circuits indépendants pour éviter un échec total du système de freinage en cas de fuite.



*Fig. 5 : Vue de dessous du système de freinage avant gauche*

## 2. Physique du système de freinage

Tout système de freinage automobile tient comme objectif transformer l'énergie mécanique d'un véhicule, plus précisément l'énergie cinétique, en énergie thermique transmise sur un des composants du mécanisme de freinage.

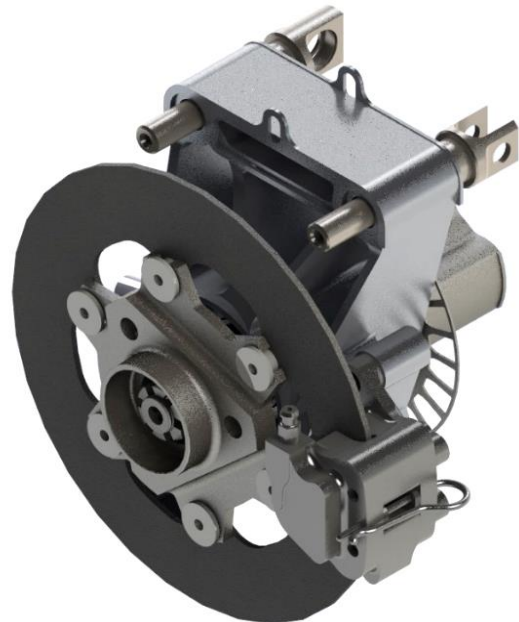
Dans le sport automobile depuis quelques années la majorité des systèmes de freinage sont des systèmes de freinage à disque. Les composants du mécanisme de freinage qui absorberont la majorité de l'énergie thermique, pour réduire la vitesse du véhicule, seront les disques.

Pour diminuer la vitesse du véhicule les plaquettes et le disque entrent en contact avec frottement. La dissipation d'énergie, engendré par le frottement disque-plaquette, produit une dilatation qui va causer un accroissement du champ de pressions et en conséquence de forts gradients thermiques et des points chauds vont apparaître. Les caractéristiques de cette transformation énergétique dépendent des conditions d'opération (pression, vitesse, température des freins, etc.), et des spécifications géométriques et matérielles du modèle. L'efficacité de cette transformation énergétique et l'efficacité du refroidissement du disque avec l'environnement, définira la performance du système de freinage du véhicule [6].

La physique du système de freinage à disque nous porte à comprendre le phénomène structurel séparément du phénomène thermique puis étudier l'interaction des deux avec l'évolution du temps.

### 2.1 Partie Structurale

Le disque de frein n'a pas une fonctionnalité structurelle principale dans la conception d'une automobile. Tous les efforts structuraux auxquels les disques sont soumis sont de moindre échelle en comparaison à la charge structurelle d'autres composants du véhicule. Cependant, la fatigue structurelle des disques de frein existe et est fortement liée au problème thermomécanique. Les disques sont soumis à des efforts structuraux dus principalement à une dilatation du matériau, causé par les forts gradients thermiques. Les forces de serrage de l'étrier engendrent le contact disque-plaquette et en conséquence une force de friction tangentielle opposée au mouvement de rotation du disque apparaît. La combinaison de ses deux forces produit des contraintes à l'union du disque avec les composants structuraux du système de freinage.



*Fig. 6 : Système de freinage*

### **2.1.1 Contact disque-plaquette**

La pression de contact faite par les plaquettes sur le disque de frein en rotation produit la fatigue structurelle et l'expansion thermique, celle-ci est une conséquence directe des points chauds du disque et des gradients thermiques, causés par le frottement. L'interaction des plaquettes avec les disques de frein engendre un problème thermomécanique qui englobe une déformation thermique du disque et des concentrations des contraintes. Ces deux éléments, peuvent créer des fissures et des vibrations pendant la vie utile du système de freinage.

De plus, le contact disque-plaquette, produit aussi de l'usure. L'usure par frottement peut être définie comme la perte de matière d'une surface à cause du glissement au long d'une autre surface. Cette perte de matière a lieu sur la surface de glissement des plaquettes car l'usure sur la surface du disque est minimale étant donné la dureté des disques en comparaison à celle des plaquettes [6].

Le frottement mécanique peut se classer en fonction des conditions dans lesquelles il a lieu ou en fonction du mécanisme à travers lequel se produit le frottement. Les conditions définissent le frottement lubrifié et le frottement sec, au même temps, le mécanisme classifie le frottement abrasif ou le frottement adhésif. Les frottements abrasif et adhésif ont lieu lors d'un contact plastique. Dans le cas d'un contact plastique entre deux matériaux semblables l'interface de contact a un pouvoir adhésif. Quand la rupture est causée par la forte adhésion des matériaux sur l'interface de contact, le frottement est adhésif. Le frottement abrasif a lieu quand il y a un contact plastique parmi un matériel dur et tranchant et un matériel doux, la surface plus dure pénètre la plus douce. Le frottement engendré par le contact disque-plaquette est un frottement abrasif et sec [2].

## **2.2 Section thermique**

Le système de freinage d'un véhicule cherche à en réduire la vitesse par la transformation de l'énergie mécanique de l'automobile en énergie calorifique. Cette transformation énergétique produit un échauffement des plaquettes et du disque, où la plupart de l'énergie thermique est transmise.

La chaleur entre deux phases peut se transférer de trois façons : par convection, par conduction et par rayonnement.

### **2.2.1 Gradient de température**

L'évolution dans l'espace et dans le temps de la température est appelée champ de températures. C'est une valeur instantanée de la température en tout point de l'espace, une valeur scalaire. Le champ de températures permet la distinction entre un régime stationnaire, quand le champ de température est indépendant du temps, et un régime variable, quand le champ de température dépend du temps.

Particulièrement, pour étudier et simuler l'échauffement du disque de frein, nous prenons en compte un champ de température dépendant du temps, car le flux de chaleur transmis aux disques dépend de paramètres qui varient en fonction du temps, la vitesse et l'accélération en sont des exemples.

Le gradient de température caractérise la variation de température par unité de longueur au long de la normale à une surface isotherme [14]. Mathématiquement :

$$\text{Grad (T)} = \vec{n} \cdot \frac{\partial T}{\partial n}, \quad \left[ \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{m}} \right]$$

$\vec{n}$ , vecteur unitaire de la normale

$\frac{\partial T}{\partial n}$ , dérivée de la température le long de la normale  $\left[ \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{m}} \right]$

### 2.2.2 Flux de chaleur

Le flux de chaleur définit la quantité de chaleur transmise par unité de temps par unité d'aire de la surface isotherme.

$$\varphi = \frac{\partial Q}{\partial t}, \quad [\text{W}]$$

$\frac{\partial Q}{\partial t}$  est la dérivée de la quantité de chaleur

transmise  $[Q]$  par unité de temps  $[t]$

La densité de flux de chaleur s'exprime mathématiquement :

$$\theta = \frac{1}{S} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t}, \quad \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right]$$

$S$ , aire de la surface  $[\text{m}^2]$

### 2.2.3 Bilan d'énergie

Le premier principe thermodynamique établit l'équilibre du bilan d'énergie d'un système, c'est-à-dire, le flux de chaleur généré et le flux de chaleur entrant dans le système est égal au flux de chaleur stocké et le flux de chaleur sortant. Le bilan d'énergie est la récapitulation des différents flux de chaleur qui influent sur l'état d'un système.

$$\varphi_e + \varphi_g = \varphi_s + \varphi_{st}, \quad [\text{W}]$$

$\varphi_e$ , flux de chaleur entrant  $[\text{W}]$

$\varphi_g$ , flux de chaleur généré  $[\text{W}]$

$\varphi_s$ , flux de chaleur sortant  $[\text{W}]$

$\varphi_{st}$ , flux de chaleur stocké  $[\text{W}]$

Le gradient de température influence la chaleur à s'écouler, des hautes vers les basses températures. Lorsque deux corps ou systèmes sont à des températures différentes le système avec plus d'énergie calorifique, le corps plus chaud, transfère son énergie au système avec moins d'énergie, au corps plus froid, pour passer d'un état d'équilibre à un autre.

### 2.2.4 Modes de Transfert de Chaleur

Ce transfert d'énergie donne lieu à un flux de chaleur qui est transféré d'un système à un autre par 3 modes : la conduction, la convection et le rayonnement.



### 2.2.4.1 Conduction

Transfert de chaleur sans déplacement de matière, au sein d'un milieu opaque, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres. La pression des plaquettes vers le disque, à l'aide du frottement, crée un flux de chaleur transmis par conduction des plaquettes au disque.

La théorie de la conduction se base en l'hypothèse de Fourier : la densité de flux est proportionnelle au gradient de température. Mathématiquement :

$$\varphi = -k \cdot S \cdot \frac{\partial T}{\partial x}, \quad [\text{W}]$$

$\varphi$ , flux de chaleur transmis par conduction [W]

$k$ , conductivité thermique du milieu  $\left[ \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}} \right]$

$S$ , aire de la section de passage du flux de chaleur [ $\text{m}^2$ ]

$\frac{\partial T}{\partial x}$ , gradient de température  $\left[ \frac{^\circ\text{C}}{\text{m}} \right]$

$x$ , variable de l'espace dans la direction du flux [ $\text{m}^2$ ]

Nous parlons de conduction quand le frottement, conséquence du contact des plaquettes avec le disque, engendre un flux de chaleur qui sera transmis sans déplacement de matière des plaquettes au disque. La conduction permet aussi la propagation de la chaleur sur tout le volume du disque.

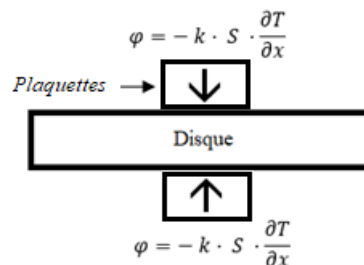


Fig. 7 : Conduction disque-plaquette

### 2.2.4.2 Convection

Transfert de chaleur entre un solide et un fluide par déplacement du fluide.

La théorie de la convection est régie par la loi de Newton :

$$\varphi = h \cdot S \cdot (T_s - T_\infty), \quad [\text{W}]$$

$\varphi$ , flux de chaleur transmis par convection [W]

$h^1$ , coefficient de transfert de chaleur par convection  $\left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \right]$

$S$ , aire de la surface de contact solide/fluide [ $\text{m}^2$ ]

<sup>1</sup> La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection est fonction de la nature du fluide, sa température, sa vitesse et des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide/fluide

$T_s$ , Température de surface du solide [°C]

$T_\infty$ , Température du fluide loin de la surface du solide [°C]

La convection est le mode de transfert de chaleur à travers lequel le flux de chaleur, initialement transmis par conduction au disque, s'écoulera ; dès les hautes températures de la surface du disque vers les basses températures de l'environnement fluide, pour rétablir l'équilibre du système et par conséquent refroidir le disque.

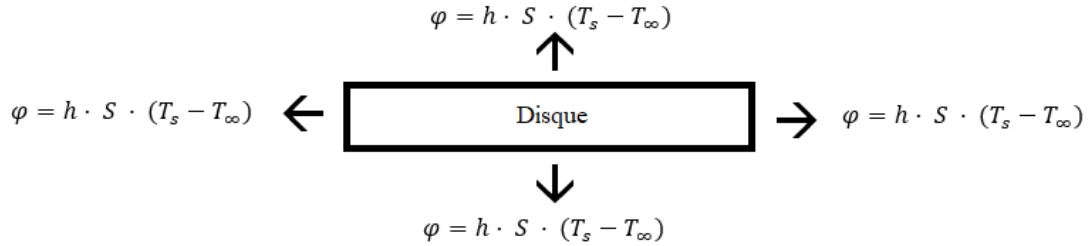


Fig. 8 : Convection disque-environnement

### 2.2.4.3 Rayonnement

Transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces en incluant le vide. Si nous prenons en compte le rayonnement entre un solide et le milieu environnant nous avons la relation mathématique suivante :

$$\varphi = \sigma \cdot \varepsilon_s \cdot S \cdot (T_s^4 - T_\infty^4), \quad [\text{W}]$$

$\varphi$ , flux de chaleur transmis par rayonnement [W]

$\sigma$ , constante de Stefan Boltzmann  $\left[5,67 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}^4}\right]$

$\varepsilon_s$ , facteur d'émission de la surface

$S$ , aire de la surface émissive [m<sup>2</sup>]

$T_s$ , Température de surface [K]

$T_\infty$ , Température du milieu environnant la surface [K]

Le rayonnement, comme la convection, participe au refroidissement du disque par un transfert d'énergie électromagnétique entre la surface du disque et le milieu environnant, qui est à une température inférieure. Mais, le débit de flux de chaleur transmis par rayonnement, du disque au milieu environnant, est presque négligeable en comparaison à l'effet du refroidissement par convection. Les gradients de température produits lors du freinage ne sont pas suffisamment grands pour créer un flux d'énergie par rayonnement qui ait un effet important dans la physique du problème. La basse émissivité de l'acier est un facteur à ajouter.

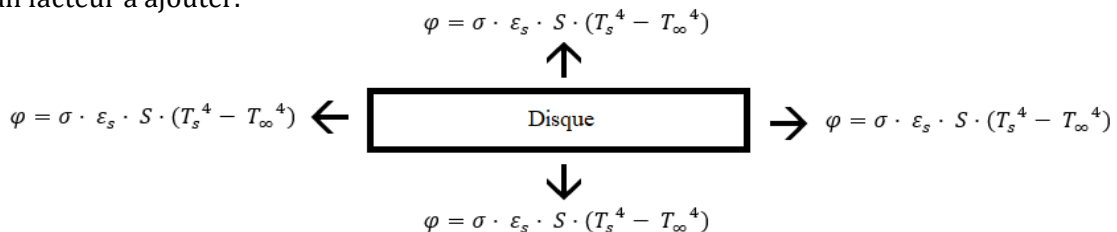


Fig. 9 : Radiation disque-environnement



### 2.2.5 Équation de la chaleur

Soit un transfert de chaleur unidirectionnel au travers d'une portion de disque ( $v$ ) dans un volume de contrôle ( $V$ ) limité par une surface ( $s$ ) [14].

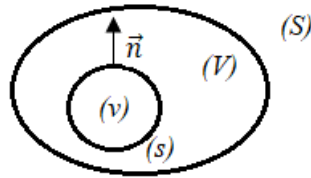


Fig. 10 : Volume de contrôle

L'énergie stockée dans  $v$  égale à la somme du flux d'énergie thermique générée ( $\phi_g$ ) par les sources volumiques contenues dans  $v$  et de la puissance thermique reçue sous forme de flux à travers la surface.

$$\int_v \rho \cdot c \frac{\partial T}{\partial t} dv = \int_v \dot{q} dv + \int_s -\vec{n} \cdot -\left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial x}\right) ds$$

### **3. Analyse du Modèle**

La conception des disques de frein d'un véhicule monoplace doit tenir en compte plusieurs facteurs ; une transformation énergétique complexe, un environnement fluide, l'intégration des disques dans la conception globale ou des exigences en sécurité et en performance.

L'élaboration et la fabrication d'un véhicule de course sont un défi très exigeant ; le faire dans un cadre universitaire est un défi encore plus exigeant. La dimension et complexité du projet obligent les équipes à prioriser la fiabilité sans perdre de vue l'ambition de performer. Il est important de tenir en compte la faisabilité des projets, car le temps et les ressources financières sont très limités et l'expertise est en développement. Les équipes doivent identifier leurs domaines d'expertise pour analyser les faiblesses de la conception globale avant de se lancer sur un projet en particulier. Il s'agit d'évaluer l'impact d'un projet sur la performance globale du véhicule.

La composition du système de freinage de la FPM19 cherchait à prioriser la simplicité et la fiabilité pour assurer une longue période de test avant des compétitions. Le développement du système de freinage est encore dans une phase initiale. Au cours des dernières années l'équipe a décidé de concentrer ces projets plus importants sur d'autres sections de la monoplace, raison pour laquelle le modèle actuel repose sur un critère de simplicité.

L'analyse du modèle cherche à identifier les objectifs de performance et aider à en identifier les forces et faiblesses en reliant ces objectifs avec les exigences réelles du système de freinage, les exigences du concept global et les résultats de la simulation numérique. Cela va permettre d'établir des critères de conception conformes à une évaluation des résultats de la simulation, ainsi que la proposition des modifications pertinentes et la prévision de leur impact sur la performance du véhicule.

Trois composants du système de freinage seront exhaustivement analysés : les plaquettes, l'étrier et le disque de frein. Les plus grandes exigences du système de freinage sont au niveau de la gestion de l'énergie thermique, transmise majoritairement aux disques de frein. Sur ce dernier composant, nous concentrerons l'analyse.

#### **3.1 Critères d'analyse et évaluation**

##### **3.1.1 Efficacité du freinage**

Fortement liée à la fiabilité, l'efficacité est la capacité du système de freinage à optimiser l'arrêt du véhicule sur une distance minimale. La fiabilité est l'efficacité du long terme. Une automobile de course cherche, à chaque virage, atteindre la distance minimale de freinage pour enchaîner le prochain virage ou la prochaine ligne droite. Minimiser le temps de freinage signifie maximiser la vitesse avant le freinage et par conséquent réduire le temps au tour.

La perfection du freinage dépend des efforts tangentiels qui ont lieu sur les surfaces du disque et des plaquettes et de leurs conséquences thermiques [6]. Plusieurs propriétés matérielles interviennent sur ces efforts, celles des surfaces de frottement ou bien le coefficient de frottement. En plus, la pression hydraulique, transmise de puis le pied du

conducteur jusqu'aux pistons, et l'uniformité de la pression, exercée par les plaquettes sur le disque, sont des facteurs liés au contact disque-plaquette qui peuvent affecter l'efficacité du freinage.

La vitesse de rotation du disque, les conditions météorologiques et la température de fonctionnement des freins peuvent aussi avoir une influence sur l'efficacité du freinage. Effectivement, le coefficient de frottement diminue sévèrement avec des conditions humides et les hautes températures peuvent également provoquer une baisse du coefficient de frottement, appelé évanouissement ou fading.

### **3.1.2 Pilotage**

Dans les sports de moteur une conduite peu confortable est synonyme d'un pilotage peu performant. Des irrégularités lors du contact disque-plaquette peuvent causer l'apparition de bruits et vibrations qui affecteront l'efficacité du freinage mais aussi le confort du pilotage. Les vibrations et les bruits sont reliés. Les vibrations causent des bruits et les bruits aident à identifier les vibrations non ressenties par le conducteur. Un contact non uniforme disque-plaquette engendre une usure non uniforme des plaquettes, ou du disque, et peut provoquer des vibrations transmises jusqu'aux pédales de frein et le volant. La fréquence de ces vibrations est liée à la vitesse angulaire du véhicule, quelques centaines de hertz peuvent être atteints.

### **3.1.3 Fiabilité**

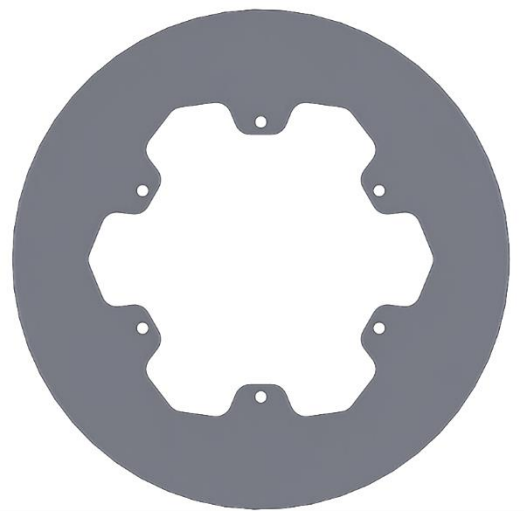
La fiabilité est la liaison entre la vie utile des pièces qui forment le système de freinage et leur capacité de maintenir un niveau de performance moyen pendant un temps quantifié. S'agissant de cibler une vie utile en fonction des exigences de chaque système de freinage et en éviter toute avarie dangereuse pour la sûreté du pilote, mais aussi, pour la performance de la monoplace. Des seuils d'usure doivent être précisés en fonction des propriétés matérielles des pièces, de leur fonction dans le mécanisme, de la sollicitation des composants et du budget, sans mettre en risque, sous aucun prétexte la sécurité du pilote. De plus, les particularités du processus de freinage lient fortement la fiabilité du mécanisme à la bonne performance thermique accompagnée d'une haute résistance au stress thermique.

### **3.1.4 Faisabilité**

Les trois critères précédents constituent un système d'analyse ouvert fondé sur l'évaluation de la performance et la sécurité des systèmes mécaniques intervenant lors du freinage au court, long et moyen terme. Néanmoins, il est également important d'analyser le réalisme des propositions dans le cadre global du projet, d'un point de vue financier, mais aussi dans la perspective des connaissances acquises et des ressources disponibles.

## 3.2 Disque

Le principal critère avec lequel les disques de l'année 2019 ont été conçus était celui de ne pas mettre en danger la fiabilité, ce qui s'est manifesté comme le point fort de la monoplace en compétition. Ce critère s'explique du fait que l'année 2019 un modèle amélioré des disques de frein a cédé au niveau des trous de fixation lors d'une compétition. Raison pour laquelle, aujourd'hui nous travaillons sur la validation d'un modèle précédant. La physique complexe intervenant lors du freinage a poussé, depuis des années, les ingénieurs automobiles à rechercher le disque idéal pour chaque type de véhicule afin d'atteindre ces exigences. Aujourd'hui il y a deux types de géométries, les disques ventilés et les disques pleins.



*Fig. 11 : Disque de frein*

### 3.2.1 Disques pleins

Géométriquement les disques pleins sont des disques simples à fabriquer, avec un bon équilibre entre coûts de fabrication, masse totale et performance. Le disque utilisé sur FPM19 est constitué d'un anneau plein qui contient la surface sur laquelle les plaquettes frottent avec le disque. La face où les trous sont extrudés pour fixer le disque au moyeu<sup>2</sup> est la même que celle où se situent les pistes de frottement ; tout le disque a la même épaisseur. Ces trous sont entourés d'une épaisseur minimale, conçue pour dissiper la concentration de contraintes qui apparaissent à ce point. Ce modèle particulier, sans bol intégré, est typiquement utilisé dans le sport automobile, il permet de faire un ensemble disque-moyeu plus léger sans affecter la résistance mécanique de l'ensemble. Les modèles de disques pleins à bol intégré sont utilisés sur des voitures de production de gamme moyenne où les exigences de performance sont moins importantes que sur un véhicule de course.

### 3.2.2 Disques ventilés

Les disques ventilés ont une géométrie complexe qui cherche à maximiser les surfaces d'échange thermique pour favoriser le transfert thermique par convection, puis, le refroidissement du disque. Ils sont formés d'un double anneau séparé par des ailettes ou un anneau épais troué radialement, dans le cas des disques ventilés de très haute performance. La séparation des deux anneaux varie en fonction de la longueur normale des ailettes qui peuvent être radiales, incurvés, etc [6].

La géométrie complexe des disques ventilés implique des modèles avec une quantité de matière supérieure à celle des disques pleins. Les disques ventilés sont plus lourds, néanmoins, une augmentation de la masse se traduit sur une capacité d'absorption

---

<sup>2</sup> Le moyeu est un composant structurel du système de freinage qui fixe le disque à la roue.

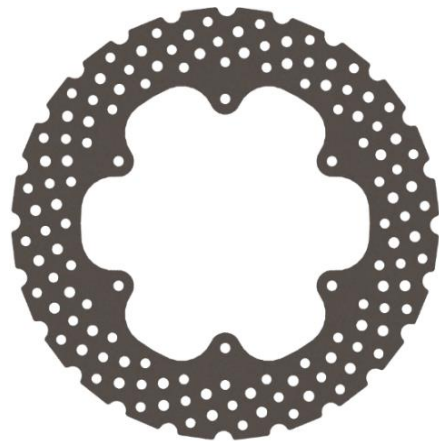
calorifique majeure. Ce type de disque est utilisé sur des véhicules de haute performance et haut de gamme, car ils sont conçus pour supporter des forts gradients thermiques et des températures jusqu'à 1000 degrés Celsius. Les exigences thermiques et les performances requises imposent sur ce type de disque l'utilisation de matériaux légers de haute conductivité thermique et de haute chaleur spécifique. La céramique et le carbone, les matériaux utilisés pour la fabrication des disques ventilés, ont une très bonne résistance à l'usure et à la corrosion [6]. Des coûts de fabrication élevés et des exceptionnelles exigences de performance justifient l'absence de disques ventilés sur les monoplaces FSAE. Nonobstant, il existe des modifications géométriques appliquées sur les deux types de disques mentionnés pour améliorer l'efficacité et l'efficacité du freinage.

### 3.2.3 Disques rainurés

Les disques rainurés contiennent sur les faces où les plaquettes contactent avec le disque, des fines rainures dirigées radialement. Ces micro-volumes vides de matériel cherchent à nettoyer la surface des plaquettes et briser la couche gazeuse qui peut se former entre la plaquette et le disque dû aux forts gradients de température [6]. Cela permet de réduire à petite échelle la quantité de matière utilisée, d'améliorer fortement les conditions de contact et par conséquent l'efficacité du freinage. L'efficacité du freinage est également améliorée, une surface nette minimise les vibrations engendrées par une usure non uniforme des plaquettes.

### 3.2.4 Disques percés

Les disques percés permettent une réduction de la masse totale et un refroidissement local. De plus, les trous peuvent aussi avoir un effet autonettoyant des disques pour une incidence positive sur l'efficacité du freinage et l'usure des plaquettes. Le perçage du disque réduit aussi la surface de friction et peut modifier l'efficacité du freinage. La réduction de la masse cause également des gradients accentués tout au long de la géométrie du disque et les contraintes engendrées par la dilatation du matériau peuvent terminer par fracturer le disque.



*Fig. 12 : Disque percé*

Le placement des trous doit permettre le déplacement du flux d'air, dès la surface intérieure jusqu'au fond plan de la monoplace, au travers du frein. En plus, l'adoption d'un tel modèle doit être accompagné d'une optimisation de la jante et du moyeu pour assurer le refroidissement du disque [12].

### 3.2.5 Spécifications du modèle

Les disques de frein, objet de cette analyse, sont faits en acier doux étiré à froid, un acier bas en carbone qui contient 0,14 - 0,2% en composition de cet élément. L'acier doux est un matériel avec une bonne aptitude au soudage, un durcissement superficiel de qualité, une bonne usinabilité et des meilleures propriétés mécaniques. De plus, l'étirage à froid augmente la limite à rupture en traction, la limite élastique en traction, la dureté et la résistance à l'usure. AISI 1018 ou SAE 1018 sont les nomenclatures de cette variété d'acier

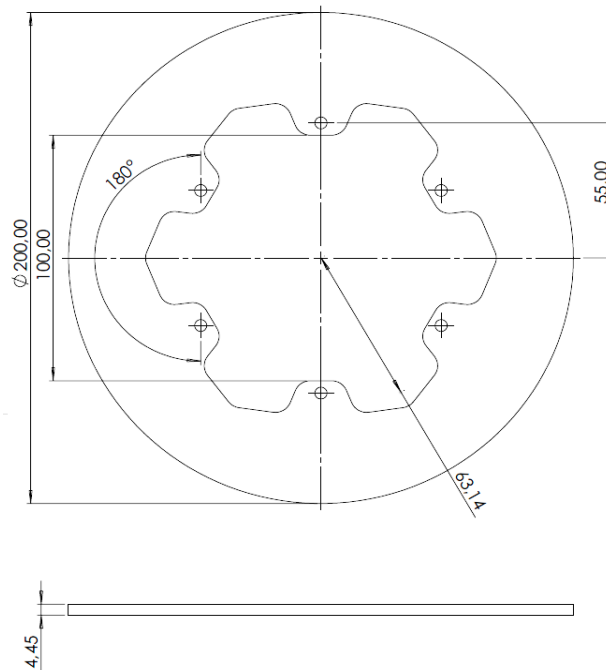
établie par l'American Iron and Steel Institute (AISI) et Society of Automotive Engineers (SAE).

<i>Composition Chimique</i> [13]	<i>Elément</i>	<i>Unités</i>
Carbone	0,14 - 0,20	%
Manganèse	0,60 - 0,90	%
Phosphore	0,040	%
Soufre	0,050	%
Fer	98,81 - 99,26	%

*Tableau 1 : Composition Chimique AISI 1018*

<i>Propriétés Mécaniques et Physiques</i> [13]	<i>Valeur</i>	<i>Unités</i>
Masse Volumique	7,87	[g·cm <sup>-3</sup> ]
Coefficient de dilatation thermique	$1,15 \cdot 10^{-5}$	[°C <sup>-1</sup> ]
Module de Young	$2 \cdot 10^5$	[MPa]
Coefficient de Poisson	0,29	-
Limite élastique en traction	415	[MPa]
Limite à rupture en traction	485	[MPa]
Chaleur Spécifique	486	[J·kg <sup>-1</sup> ·°C <sup>-1</sup> ]
Conductivité Thermique	51,9	[W·m <sup>-1</sup> ·°C <sup>-1</sup> ]
Emissivité [9]	0,32	-

*Tableau 2 : Propriétés Mécaniques et Physiques AISI 1018*



*Fig. 13 : Géométrie du disque de frein*

### 3.2.6 Exigences mécaniques et thermiques du modèle

L'étude bibliographique de la physique du freinage signale les forts gradients thermiques qui apparaissent sur les pistes de freinage et sur la direction circonférentielle, comme la principale sollicitation des disques. Le stress thermique orienté vers l'épaisseur du disque est contrôlé par les propriétés matérielles du disque, autrement le stress thermique sur la direction circonférentielle dépend de la déformation du disque. Les variations de température, la rotation du disque et l'inconsistance du freinage ne permettent pas l'homogénéisation de la température. Le stress thermique est causé par cette distribution non uniforme des températures. L'échauffement du disque provoque une dilatation dès les zones chaudes, qu'en interaction avec les zones froides, maintenues sans dilatation, produit des contraintes de compression avec plastification. Après l'échauffement du disque, le refroidissement déclenche l'apparition de contraintes résiduelles de traction et engendre des cycles de contraintes traction/compression. Pour cela il est important de maintenir un coefficient d'expansion thermique bas, car il est relié à la création de points de chaleur et à la dilatation thermique du disque.

Les exigences physiques de la sollicitation du disque doivent guider le choix d'un matériau en visant une bonne capacité pour emmagasiner l'énergie thermique, pour transférer l'énergie thermique et pour résister aux contraintes mécaniques engendrées par ces variations thermiques tout en gardant un œil sur la performance. Effectivement, minimiser la masse volumique sans compromettre les bonnes propriétés mécaniques et physiques mais ayant comme priorité de maximiser la conductivité thermique et la chaleur spécifique. Il est important aussi de tenir en compte la stabilité de ces propriétés sur un intervalle de températures suffisamment grand.

Le carbone et la composition carbone-céramique, utilisé pour les freins de haute performance, ont des très bonnes propriétés thermiques en matière de transfert thermique et d'énergie spécifique, ce qui réduit la sévérité des cycles de contraintes traction/compression. Cependant, l'augmentation du pourcentage de composition en carbone est inversement proportionnelle à la résistance mécanique. Afin de compenser cette tendance, les véhicules de haute performance et les automobiles de course utilisent des moyeux conçus pour supporter grande partie des charges mécaniques du disque.

Un bon disque de frein aura une bonne performance thermique et une haute résistance au stress thermique s'il a une haute conductivité thermique, un module élastique bas et un coefficient d'expansion également bas. Le dimensionnement des disques de frein demande de même une connaissance profonde des avaries susceptibles d'apparaître et en identifier des indicatifs de prévention [12].

### 3.3 Étriers

L’FPM19 utilise deux étriers fixes, un étrier à quatre pistons à l’avant et un étrier à deux pistons sur les roues arrière. Deux types d’étriers sont utilisés dans l’industrie automobile actuelle, les étriers flottants et les étriers fixes.

#### 3.3.1 Étriers fixes

Les étriers sont fixes quand ils ne bougent pas lors du freinage. Ils contiennent un ou deux pistons du côté intérieur et un ou deux pistons du côté extérieur. Pour opérer le freinage, à chacun des côtés de l’étrier, les pistons exécuteront un mouvement axial opposé dirigé vers le disque de frein. Fixer les étriers permet une usure équilibrée des plaquettes intérieures et extérieures, ainsi qu’un montage plus simpliste où la réduction de poids est possible [12].

#### 3.3.2 Étriers flottants

Les étriers flottants développent un fonctionnement plus complexe, ils contiennent des pistons seulement sur le côté intérieur de l’étrier et l’étrier se déplace par réaction grâce à un système de coulissage [4]. La pression hydraulique active les pistons intérieurs, simultanément l’étrier glisse axialement vers l’intérieur pour toucher le disque. Les étriers flottants utilisent moins de liquide hydraulique, car les pistons ont moins de déplacement à faire. Également, la température opérationnelle du liquide de freins est plus basse. À l’opposé, l’absence de piston sur la face extérieure des disques facilite l’intégration des étriers sur l’ensemble du système de freinage. Un retour insuffisant des plaquettes extérieures engendre parfois des situations d’usure excessive.

#### 3.3.3 Spécifications du modèle

##### 3.3.3.1 Étrier arrière

Marque	ISR Brakes - Sweden [11]	Unités
Modèle	22-048 4-piston caliper	-
Diamètre du piston	25	[mm]
Matériel du piston	Alliage d’aluminium revêtu de <i>tuftram</i>	-
Type de plaquette	ISE 29-002 (x4)	-
Hauteur sur le disque	27	[mm]
Surface de la plaquette	14	[cm <sup>2</sup> ]
Diamètre du disque	150 - 250	[mm]
Épaisseur du disque	4,6 – 5,0	[mm]
Poids incluant les plaquettes	0,46	[kg]
Finition de surface	Anodisé Clair	

Tableau 3 : Spécifications étrier arrière



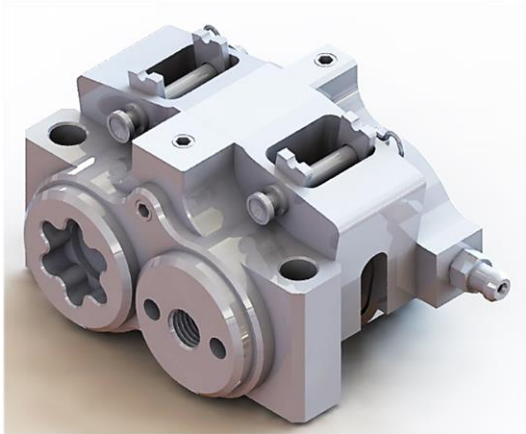


Fig. 14 : Étrier arrière

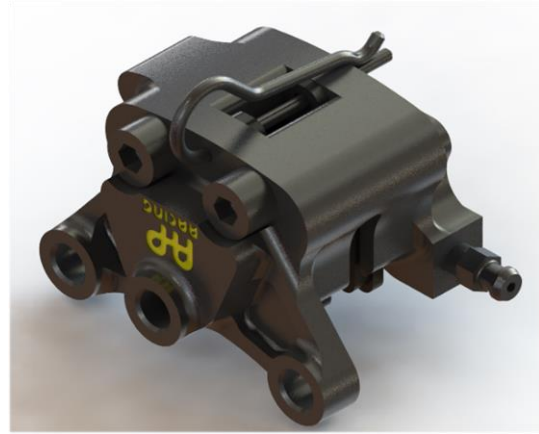


Fig. 15 : Étrier avant

### 3.3.3.2 Étrier avant

Marque	AP Racing [4]	Unités
Modèle	CP4226-2S0	-
Diamètre du piston	25,4	[mm]
Matériel du piston	Aluminium	-
Type de plaquette	CP4226D27	-
Hauteur sur le disque	26,5	[mm]
Surface de la plaquette	-	[cm <sup>2</sup> ]
Diamètre maximum du disque	220	[mm]
Épaisseur du disque	4	[mm]
Poids	0,24	[kg]
Finition de surface	Anodisé Clair	

Tableau 4 : Spécifications étrier avant

### 3.3.4 Exigences mécaniques et thermiques du modèle

La principale exigence d'un étrier est d'exercer de la pression uniforme sur le disque. Une pression uniforme entraîne l'uniformité de l'usure, l'uniformité des températures, et la stabilité des coefficients de friction. Les étriers fixes offrent une pression plus uniformément distribuée que celle des étriers flottants. Également, les étriers à quatre pistons, utilisés sur les freins avant de l'FPM19, maximisent l'uniformité de la pression quand la pression et la puissance de freinage sont élevées. En conséquence, le freinage est efficace, l'usure est maintenue uniforme et les conditions de conduction permettent au pilote d'exprimer le potentiel de la monoplace en minimisant les vibrations. L'uniformité de l'usure est pareillement, un indicateur de la qualité de l'étrier.

En comparaison avec les disques de frein, la sollicitation thermique des étriers est relativement faible. Conformément, les alliages d'aluminium, qui sont légers, rigides et ont une bonne dissipation thermique sont utilisés pour ce type de composants.

### 3.4 Plaquettes

Les plaquettes sont formées par une garniture composée de métal sintérisé, un matériau avec très bonnes propriétés thermomécaniques et un haut coefficient de frottement. Le comportement stable du coefficient de frottement face aux gradients de température est essentiel pour obtenir un freinage performant. La variation des propriétés thermomécaniques des matériaux, causés par une surchauffe des freins, peut provoquer une diminution catégorique du coefficient de frottement, puis l'échec des freins [6].

Le métal sintérisé des plaquettes est collé sur une plaque de métal rigide. De cette rigidité, dépend la correcte transmission de la pression des pistons vers le disque, et l'uniformité du contact disque-plaquette. Une pression non uniforme peut causer des vibrations et de l'usure non uniforme, ces deux phénomènes peuvent influencer l'efficacité du freinage et le confort du pilotage.

L'FPM19 utilise un étrier à deux pistons à l'arrière du véhicule et un étrier à quatre pistons à l'avant. Cette disposition est justifiée par la distribution du freinage et en conséquence les plaquettes ne sont pas les mêmes à l'avant et l'arrière de la monoplace. Les étriers arrière, constitués de deux pistons, utilisent deux plaquettes rainurées. La rainure permet l'évacuation de saletés mais aussi une meilleure distribution de l'usure au long de la plaquette. Quand la plaquette touche le disque, la distribution des pressions est plus élevée sur le premier segment que sur le dernier segment de la plaquette. La non-uniformité des pressions est due aux bras de levier exercé entre la force de trainée et la force d'appui lors du contact en rotation. Un modèle symétrique piston et plaquette concentre sur le premier segment 33% de plus de pression que sur le dernier segment. La pression sur le dernier segment des plaquettes est 66% de la pression moyenne. Une solution pour compenser le moment créé, est celle de déplacer légèrement le centre des pistons en direction du dernier segment des plaquettes. Le choix d'un étrier à quatre pistons, puis quatre plaquettes petites, à l'avant de la monoplace, où la plus grande puissance de freinage est développée cherche à minimiser l'irrégularité de l'usure.

#### 3.4.1 Spécifications du modèle

##### 3.4.1.1 Plaquettes arrière

<i>Marque</i>	<i>AP Racing [4]</i>	<i>Unités</i>
Modèle	CP4226D27	-
Largeur	28,5	[mm]
Hauteur	45,8	[mm]
Épaisseur	7,0	[mm]
Profondeur	26,84	[mm]
Surface cm <sup>2</sup>	9,4	[cm <sup>2</sup> ]
Famille d'étriers	CP4226	-
Matériau de Friction	APH420/RQ3	-

Tableau 5 : Spécifications plaquettes arrière

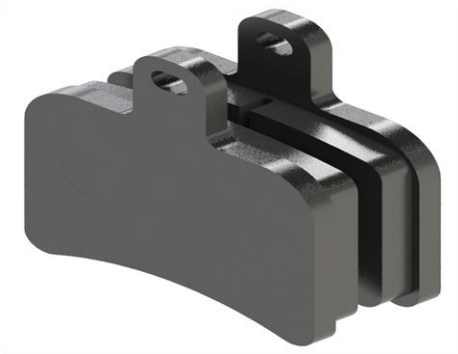


Fig. 16 : Plaquettes arrière

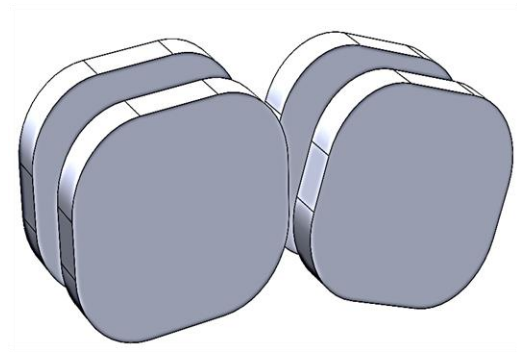


Fig. 17 : Plaquettes avant

### 3.4.1.2 Plaquettes avant

Marque	EBC Brakes [8]	Unités
Modèle	GPFX184HH <sup>3</sup>	-
Largeur	28,5	[mm]
Hauteur	45,8	[mm]
Épaisseur	-	[mm]
Profondeur	-	[mm]
Surface	6,75	[cm <sup>2</sup> ]
Famille d'étriers	22-034-XX (ISR)	-
Matériau de Friction	29-002 (ISR)	-

Tableau 6 : Spécifications plaquettes avant

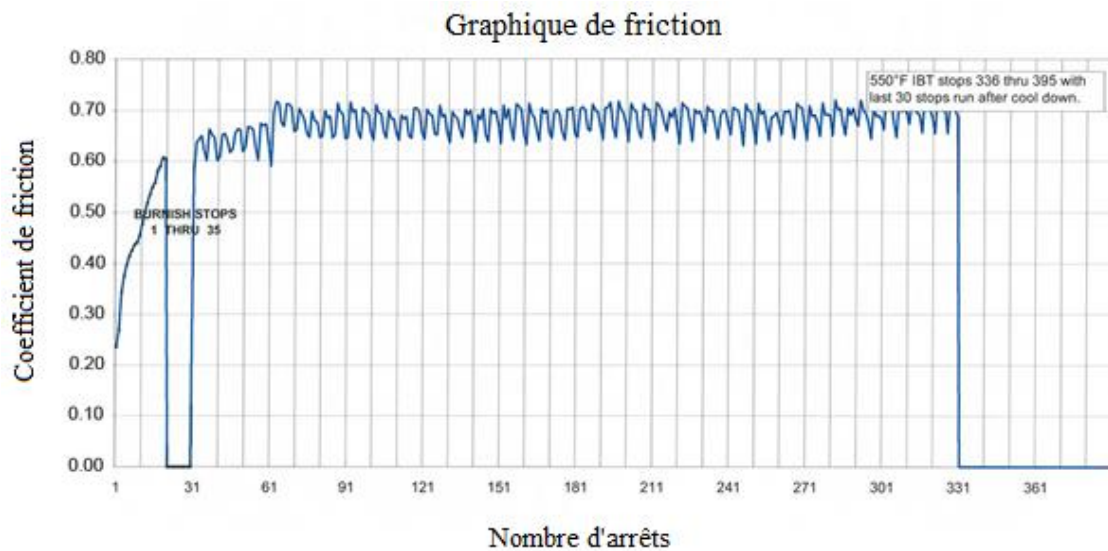


Fig. 18 : Graphique de friction des plaquettes avant<sup>4</sup>

Les recommandations du fabricant établissent une vie utile de 4 – 5 courses de 20 – 25 tours. Les plaquettes devraient être remplacées quand la profondeur du matériel restant est inférieure à 2,5 millimètres.

<sup>3</sup> Les plaquettes GPFX184HH d'EBC Brakes utilisent des pistons de 25 millimètres, une plaquette individuelle par piston.

<sup>4</sup> Intervalle de variation du coefficient de friction fournis par le fabricant : 0,65 – 0,7

### **3.4.2 Exigences mécaniques et thermiques du modèle**

Les plaquettes doivent être constituées d'une garniture qui génère un coefficient de frottement élevé et constant face à des variations de température, vitesse ou pression. Il est important de noter que la friction est une interaction de deux matériaux, puis elle dépend du matériau qui compose l'autre élément frottant.

Le métal sintérisé est collé sur un support en acier doux assez rigide pour uniformément répartir l'effort transmis par les pistons hydrauliques. La cible, est toujours obtenir un contact disque-plaquette homogène. Généralement, une petite partie de l'énergie thermique produite lors du contact est transféré par conduction au support. Pour cette raison, des sous-couches d'isolant thermique sont souvent utilisées dans les plaquettes. Les caractéristiques de ces sous-couches permettent aussi d'absorber des vibrations [6].

## 4. Simulation numérique par la méthode des éléments finis

L'étude bibliographique précédente a permis d'analyser les phénomènes mécaniques et thermiques qui interviennent dans la physique du freinage et leur influence sur la conception des éléments qui composent le système de freinage.

La complexité de la résolution analytique du problème en question, conduit à l'utilisation des méthodes numériques pour résoudre mathématiquement et puis simuler numériquement les conséquences mécaniques et thermiques de l'échauffement et le refroidissement des freins à disques.

Le logiciel de conception assisté par ordinateur, SOLIDWORKS, a été utilisé lors de la préparation des modèles 3D, crée par Formule Polytechnique de Montréal, pour la simulation numérique. À l'aide d'ANSYS Workbench 19.2 nous avons réalisé la simulation thermomécanique des disques de frein de l'FPM19, par la méthode des éléments finis. Pour le calcul des conditions aux limites et la validation des résultats nous avons employé le logiciel d'acquisition de données AiM Race Studio.

Le cadre universitaire dans lequel cette simulation s'est développée conjointement avec l'analyse des ressources disponibles ont conduit à en simplifier certains aspects et prendre des hypothèses. Ces simplifications sont dues aux politiques de confidentialité, utilisés dans le sport automobile, imposés sur les propriétés matérielles de certains composants et aux ressources limitées.

### 4.1 Définition mathématique du problème thermique

Le freinage est un processus de transformation énergétique, l'énergie mécanique de la monoplace est transformée en énergie thermique. L'énergie mécanique d'une monoplace qui décélère sur une surface plane est mathématiquement quantifiée par la suivante expression[12]:

$$E_m = \frac{m}{2} \cdot (v_1^2 - v_2^2) + \frac{I}{2} \cdot (\omega_1^2 - \omega_2^2), \quad [\text{Nm}]$$

$m$ , masse du véhicule [kg]

$v_1$ , vitesse au début du freinage  $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$

$v_2$ , vitesse à la fin du freinage  $\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$

$\omega_1$ , vitesse angulaire au début du freinage  $\left[\frac{1}{\text{s}}\right]$

$\omega_2$ , vitesse angulaire à la fin du freinage  $\left[\frac{1}{\text{s}}\right]$

$I$ , moment d'inertie des pièces tournantes [kg · m<sup>2</sup>]

Si le véhicule s'arrête complètement :

$$E_m = \frac{m}{2} \cdot (v_1^2) + \frac{I}{2} \cdot (\omega_1^2), \quad [\text{Nm}]$$

$$E_m = \frac{m}{2} \cdot \left(1 + \frac{I}{R^2 m}\right) \cdot (v_1^2) \approx \frac{kmv_1^2}{2}, \quad [\text{Nm}]$$

$$k = 1 + \frac{I}{R^2 m}, \quad \text{facteur de correction pour les masses tournantes}$$

$$R, \quad \text{rayon du pneu [m]}$$

Le facteur de correction des masses tournantes est une constante liée à l'inertie de rotation de toutes les masses qui sont reliées mécaniquement à un arbre à manivelle. Lorsque l'arbre tourne avec une vitesse, l'énergie cinétique de rotation est stockée. Pour des véhicules particuliers les valeurs du facteur de correction varient entre 1,05 sur des vitesses basses et 1,5 sur des vitesses hautes [10][12]. Les automobiles de course utilisent des moteurs qui travaillent à des hauts régimes, substantiellement plus hauts que les régimes auxquels travaillent les moteurs des véhicules particuliers. Pour cette raison nous avons défini initialement, avant la validation des résultats, le facteur de correction à 1,5, mais nous n'excluons pas la possibilité de résultats précis avec un facteur de correction majeur dû aux caractéristiques de la monoplace. L'énergie mécanique du véhicule peut s'exprimer en puissance de freinage si on divise l'énergie par le temps :

$$P_m = \frac{\partial E_m}{\partial t}, \quad \left[\frac{\text{Nm}}{\text{s}}\right]$$

$$P_m(t) = kmav(t), \quad \left[\frac{\text{Nm}}{\text{s}}\right]$$

$$a, \quad \text{décélération du véhicule} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$$

$$t, \quad \text{temps [s]}$$

La puissance de freinage quantifie, en fonction du temps, la masse, la vitesse, l'accélération et le facteur des masses tournantes du véhicule, le flux de chaleur engendré par le contact disque-plaquette. Le flux de chaleur produit est absorbé et distribué sur les deux éléments qui participent au contact, le disque de frein et les plaquettes. La distribution de l'énergie thermique dépend de la conductivité thermique, l'énergie spécifique et la densité des disques et des plaquettes. Raison pour laquelle la grande partie de l'énergie thermique engendrée est stockée sur le disque de frein, car les matériaux utilisés pour la fabrication de freins à disques ont des meilleures propriétés thermiques que ceux des plaquettes. À cause de l'inaccessibilité de l'information des propriétés matérielles des plaquettes de haute performance, utilisés dans le sport automobile, et l'influence minime du flux de chaleur transmis aux plaquettes sur les gradients thermiques du disque, nous avons considéré que la totalité de l'énergie thermique est transmise sur la surface de contact des disques de frein. Le flux de chaleur engendré sur les freins avant est :

$$\varphi(t) = k_{\text{mav}}(t) \cdot (\varnothing), \quad [\text{W}]$$

$\varnothing$ , *taux de répartition des forces de freinage par rapport aux freins avant*

Le flux de chaleur produit sur un côté d'un des disques de frein avant s'exprime mathématiquement :

$$\varphi(t) = \frac{k_{\text{mav}}(t) \cdot (\varnothing)}{2 \cdot 2}, \quad [\text{W}]$$

Ce flux de chaleur est transmis, dès les surfaces de contact à tout le volume des disques, par conduction, car le transfert de chaleur se fait sans déplacement de matière, dès les plaquettes au disque. Néanmoins, l'environnement du freinage est un environnement fluide complexe constitué d'air. L'écoulement du flux de chaleur, dès les hautes températures de la surface vers les basses températures de l'air, a lieu par convection et par radiation, phénomènes à travers lesquels le disque se refroidit. Le flux transféré par radiation dépend de l'émissivité du matériau et n'a un effet important, que si la température de la surface d'échange est très haute par rapport à celle de l'environnement fluide. Cependant, la convection est le mode de transfert de chaleur par lequel le disque se refroidit plus efficacement et elle dépend du gradient de température, de la surface d'échange thermique et du coefficient de convection. Le coefficient de convection varie en fonction de la vitesse du véhicule, de la géométrie des surfaces d'échange, des caractéristiques du fluide et de la température de l'écoulement. Le calcul de ce coefficient est complexe et nécessite des ressources et données non disponibles dans le cadre du développement de ce rapport. À ce titre, le calcul du coefficient de convection des disques pleins peut être approché par les suivantes expressions mathématiques en fonction des caractéristiques de l'écoulement. Il convient de préciser que toute relation exprimant le coefficient de transfert de chaleur convectif ne donnera que des résultats approximatifs. Une différence entre les niveaux de température prévus et mesurés de 10 à 30 % peut être considérée normale. La précision des résultats est souvent obtenue par l'ajustement du coefficient de transfert de chaleur convectif jusqu'à l'accord entre la prévision et la mesure [12]:

Si  $Re < 2,4 \cdot 10^5$ , le flux d'air est turbulent et le coefficient de convection s'exprime par la corrélation suivante :

$$h = 0.7 \left( \frac{k_a}{D} \right) Re^{0.55}, \quad \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{hKm}^2} \right]$$

$$h = 0.7 \left( \frac{k_a}{D} \right) Re^{0.55} \cdot \frac{1}{3600}, \quad \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{sKm}^2} = \frac{\text{W}}{^\circ\text{C m}^2} \right]$$

$D$ , *diamètre du disque [m]*

$k_a$ <sup>5</sup>, *conductivité thermique de l'air*  $\left[ \frac{\text{Nm}}{\text{hKm}} \right]$

$$Re = \frac{v \cdot L_c}{\nu}, \quad \text{nombre de Reynolds}$$

---

<sup>5</sup> La conductivité de l'air a été mesurée à la température moyenne de l'écoulement.

$v$ , vitesse moyenne du véhicule  $\left[\frac{m}{s}\right]$

$\nu^6$ , viscosité de l'air  $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

$L_c$ , longueur caractéristique (diamètre du disque) [m]

Si  $Re > 2,4 \cdot 10^5$ , le flux d'air est turbulent et le coefficient de convection s'exprime par la corrélation suivante :

$$h = 0.4 \left( \frac{k_a}{D} \right) Re^{0.8} , \left[ \frac{Nm}{hKm^2} \right]$$

$$h = 0.4 \left( \frac{k_a}{D} \right) Re^{0.8} \cdot \frac{1}{3600} , \left[ \frac{Nm}{sKm^2} = \frac{W}{^\circ C m^2} \right]$$

## 4.2 Définition mathématique du problème structurel

Le contact des plaquettes avec le disque de frein est engendré par les forces de serrage de l'étrier, ces forces sont parallèles à l'axe de rotation de la roue. À l'instant où le contact se produit, la friction du disque avec les plaquettes engendre une force de friction tangentielle opposée au mouvement de rotation du disque. Ces forces varient en fonction de la pression hydraulique des lignes de frein, du coefficient de frottement disque-plaquette et de l'aire de la section des pistons de l'étrier. Les calculs considèrent des circuits hydrauliques idéaux. La force de serrage d'un piston de l'étrier s'exprime mathématiquement :

$$F_{Piston} = P_H \cdot A_P , [N]$$

$P_h$ , pression hydraulique [Pa]

$A_P$ , aire de la section du piston [m<sup>2</sup>]

La force de friction est définie par l'expression suivante :

$$F_{Friction} = F_{Piston} \cdot \mu , [N]$$

$\mu^7$ , coefficient de friction

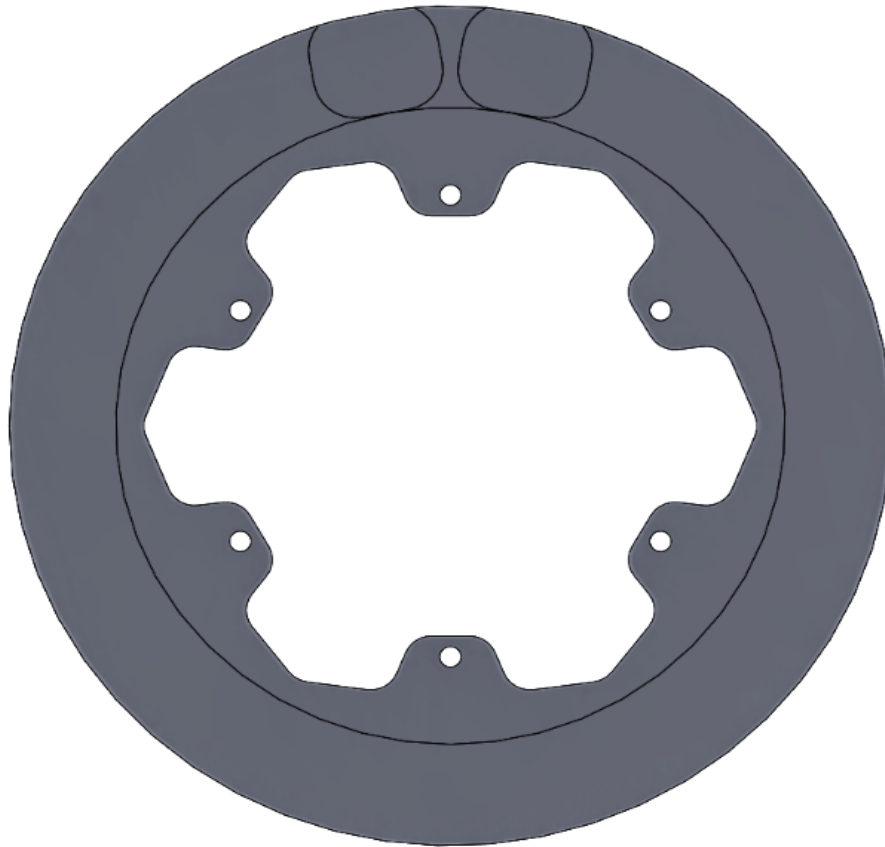
<sup>6</sup> La viscosité de l'air a été mesurée à la température moyenne de l'écoulement.

<sup>7</sup> Considéré constant tout au long de la simulation.



### 4.3 Préparation de la géométrie sur SolidWorks

La définition mathématique du problème thermique et du problème structurel détermine la structure de la simulation numérique et met en lumière la nécessité de faire des simplifications en fonction de la disponibilité des données. L'absence d'information sur les propriétés des plaquettes justifie la décision de procéder à la simulation utilisant uniquement le modèle 3D des disques de frein. Cela implique la préparation du modèle 3D, avant de l'importer sur le logiciel de simulation, et l'adaptation de tous les calculs pour approcher avec précision les effets du contact disque-plaquette sans modéliser les plaquettes. Une projection de la surface de contact des plaquettes et de la surface balayée des plaquettes sur le disque est utilisée pour créer différentes surfaces sur le disque. Ces surfaces permettront d'appliquer avec précision les conditions aux limites. Le modèle sera exporté au logiciel de simulation en format d'exportation IGES<sup>8</sup>.



*Fig. 19: Géométrie du disque sur  
SolidWorks*

---

<sup>8</sup> Format de fichier neutre conçu pour transférer des données de dessin 2D et 3D entre différents systèmes CAO [5b].

#### 4.4 Données expérimentales

L'obtention des données expérimentales pour le calcul des conditions aux contours et la validation postérieure s'est faite à l'aide du logiciel AiM Race Studio. Ce logiciel a été utilisé pour l'enregistrement de la télémétrie de la monoplace au long de l'année 2019. Sur ce projet nous avons travaillé avec un échantillon de données d'un test de freinage en ligne droite fait pendant un weekend de compétition à Michigan (USA), les données suivantes ont été importés : La vitesse de la monoplace, l'accélération longitudinale, la température des freins avant et la pression des lignes de frein avant.

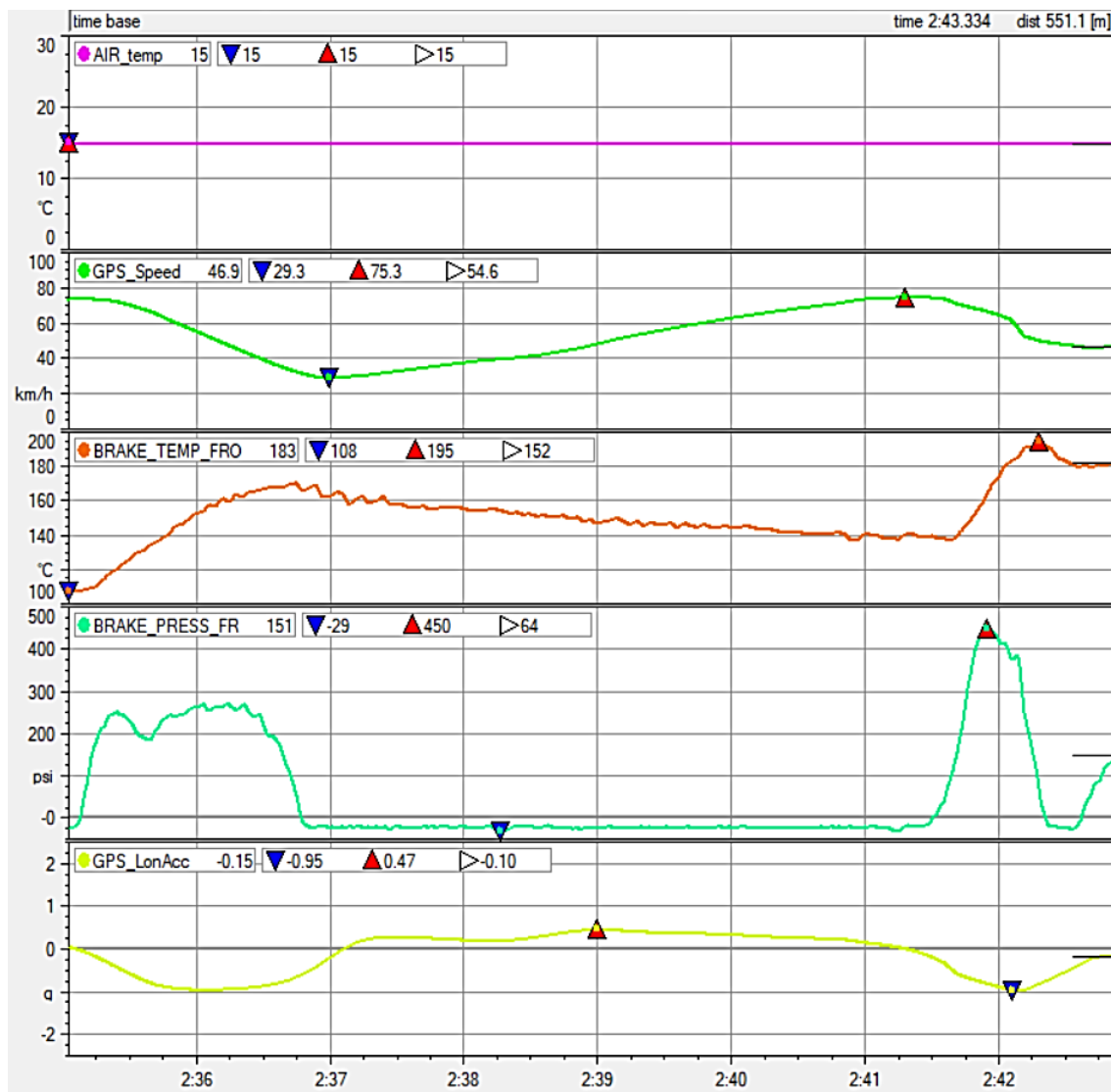


Fig. 20 : Télémétrie sur RaceStudio

## 4.5 Simulation thermomécanique

Dans cette étude, nous avons couplé une simulation thermique transitoire et une simulation statique structurelle avec le logiciel ANSYS Workbench 19.2 en utilisant la méthode des éléments finis. La cible est de simuler l'échauffement et le refroidissement réel du disque et appliquer les gradients thermiques résultants, en fonction du temps, comme condition aux limites de la simulation structurelle statique. L'importation de ces températures permettra de tenir en compte l'expansion thermique du disque lors du calcul des déformations et des contraintes mécaniques maximales engendrées pendant le freinage.

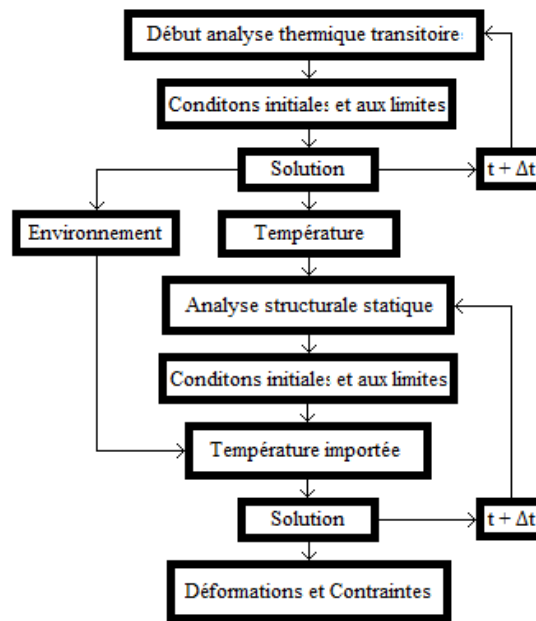


Fig. 21: Organigramme de la simulation numérique

La simulation a lieu pour un temps total de 7,2 secondes, où la monoplace freine sévèrement deux fois, au début de l'intervalle (1,7 secondes) et à la fin (0,8 secondes). L'intervalle de refroidissement est de 4,7 secondes. Pour ne pas perdre la précision sur les résultats le pas du temps est court.

- Incrément de temps initial = 0,001 [s]
- Incrément de temps minimal = 0,0001 [s]
- Incrément de temps maximal = 0,01 [s]

Les propriétés mécaniques et physiques du matériau utilisé, considérés invariables avec la température, sont récapitulées dans le tableau 1. La géométrie du modèle 3D est importée sur ANSYS Workbench avec un fichier IGES.

Une fois que le modèle est créé sur Workbench, à l'aide de la commande *virtual topology*, nous allons unifier et simplifier les arrêtes de géométrie complexe en cherchant à minimiser le nombre de petits bords et surfaces de petites dimensions qui peuvent apparaître à cause du processus d'importation. Il est important d'analyser la géométrie avant de procéder au maillage. Simplifier la géométrie peut augmenter la qualité et l'efficacité du maillage sans perdre précision dans la solution.

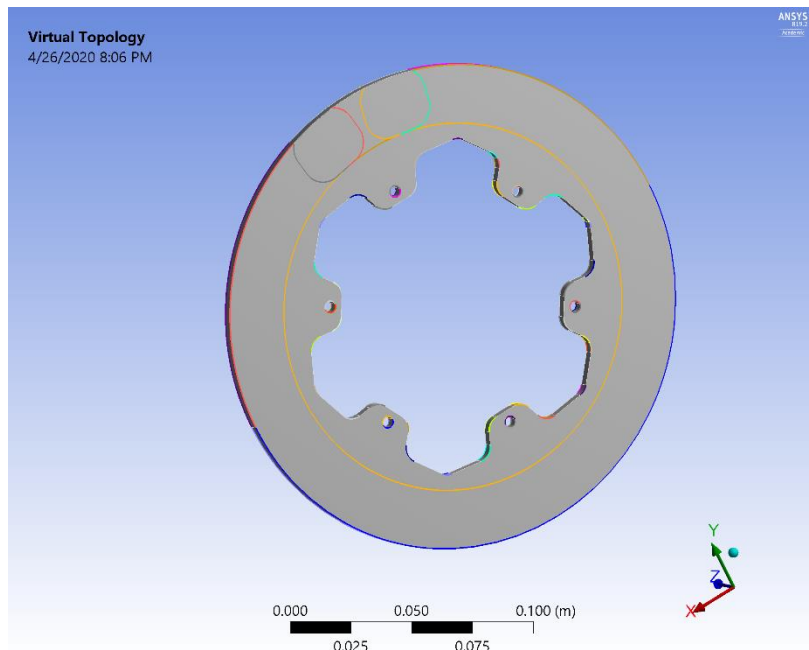


Fig. 22 : Virtual Topology

#### 4.5.1 Choix du Maillage

Nous avons choisi un maillage adaptatif d'éléments tétraédriques et quadratiques. L'élément utilisé par ANSYS lors du maillage est SOLID187, avec des bonnes propriétés pour mailler des géométries non uniformes. L'élément est défini par dix nœuds, trois degrés de liberté et possède des bonnes capacités pour simuler la plasticité, le fluage, la hyperélasticité, le raidissement de contraintes, des grandes déflexions et des grandes déformations. Les éléments tétraédriques quadratiques sont, par rapport aux éléments tétraédriques linéaires, beaucoup moins rigides et plus précis, en même temps, ils sont moins coûteux en calcul et s'adaptent mieux aux géométries complexes que les éléments hexaédriques quadratiques, mais sans perdre énormément de précision [3][15].

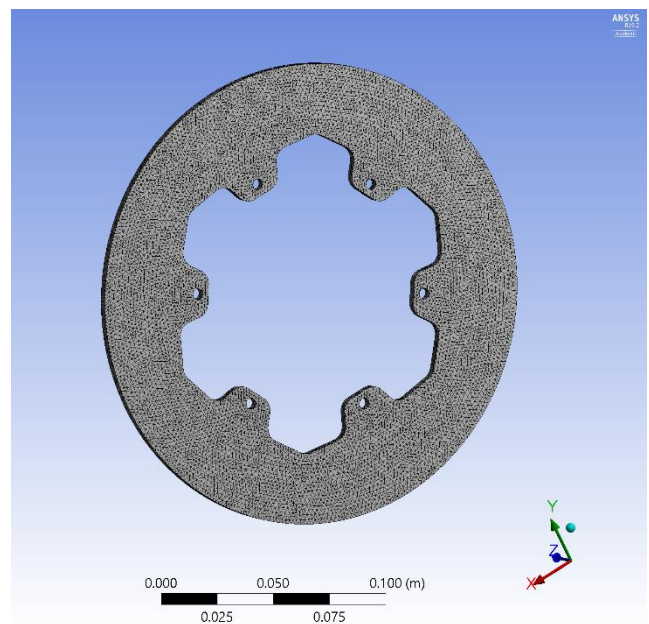
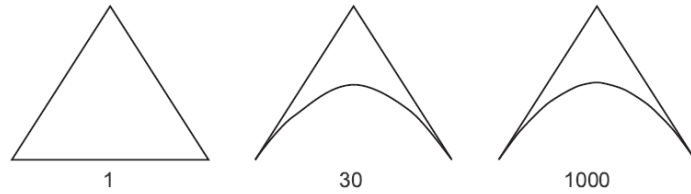


Fig. 23 : Maillage

##### 4.5.1.1 Indicateurs de qualité du maillage

- Inclinaison (*Skewness*) et Rapport de Jacobien : Ratios qui indiquent la précision des tétraèdres du maillage par rapport à un tétraèdre idéal (équilatéral ou équiangle). Le ratio de jacobien minimum d'un maillage raffiné ne devrait pas être négatif. L'inclinaison maximale pour un maillage tétraédrique ne devrait pas dépasser 0,33 en moyenne et 0,95 comme valeur maximale.



*Fig. 24 : Rapport de Jacobien*

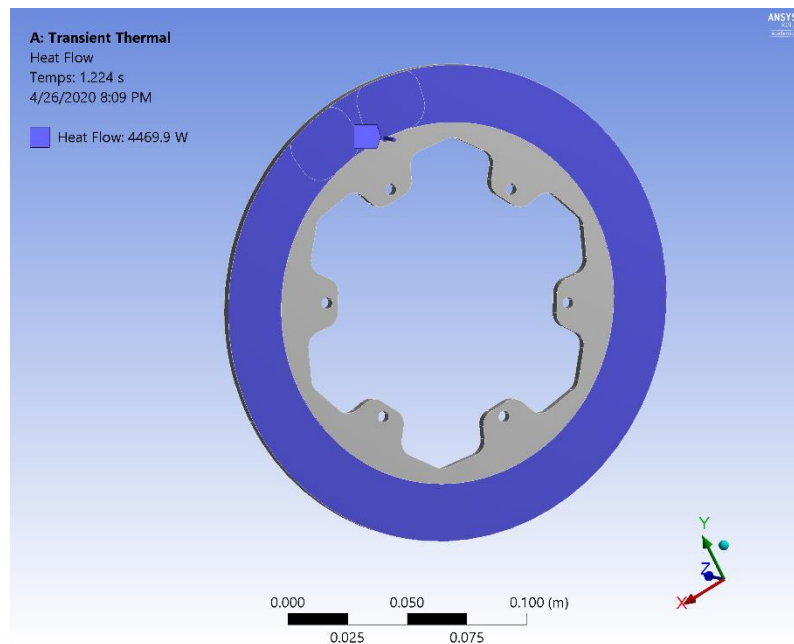
- Ratio de forme : Mesure l'allongement des triangles qui conforment le tétraèdre par rapport à un triangle idéal (équilatéral). La valeur moyenne du ratio de forme devra rester en dessous de 5 pour un maillage tétraédrique efficient [3].



*Fig. 25 : Ratio de forme*

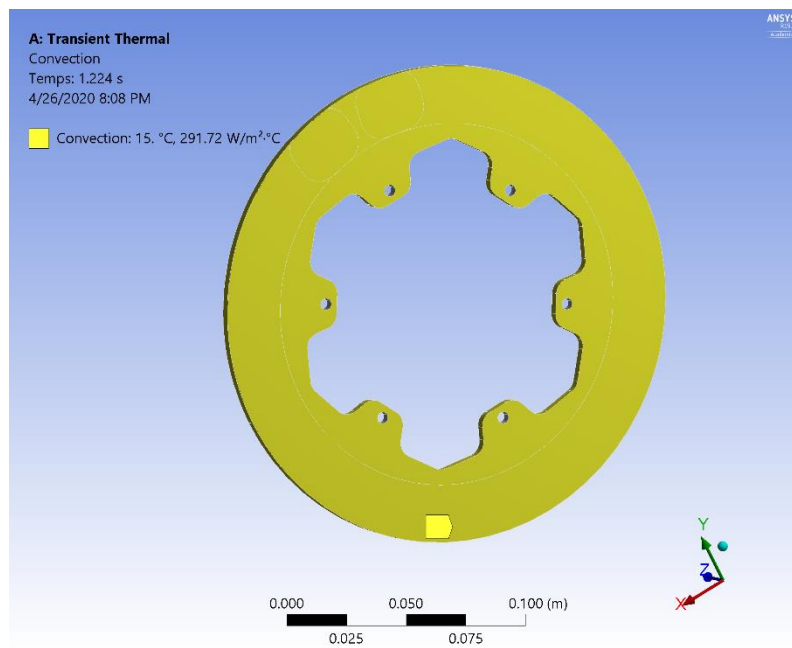
#### 4.5.2 Conditions aux limites de la simulation thermique transitoire

- Flux de chaleur en fonction du temps, considéré constant sur toute la surface de contact disque-plaquette pendant le freinage.



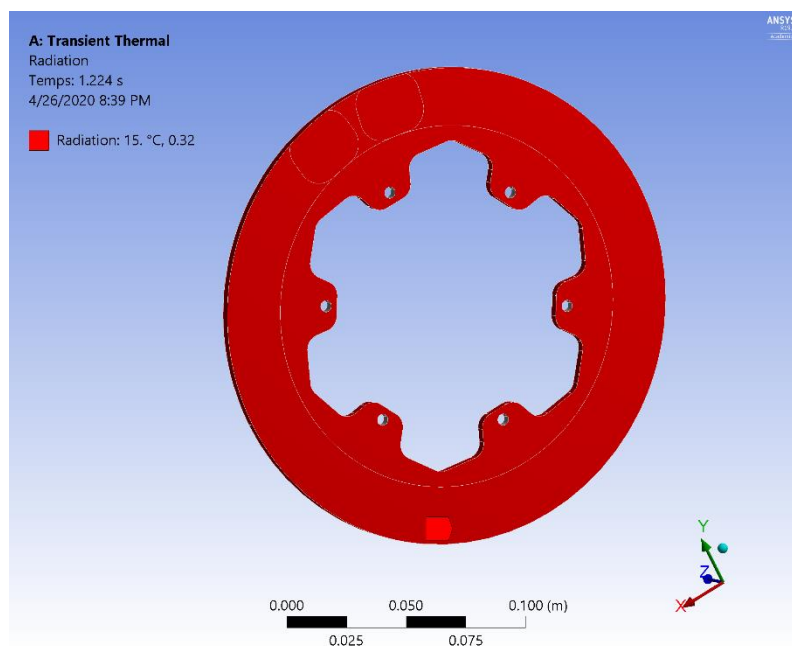
*Fig. 26 : Flux de chaleur*

- Convection sur toute la surface du disque



*Fig. 27 : Convection*

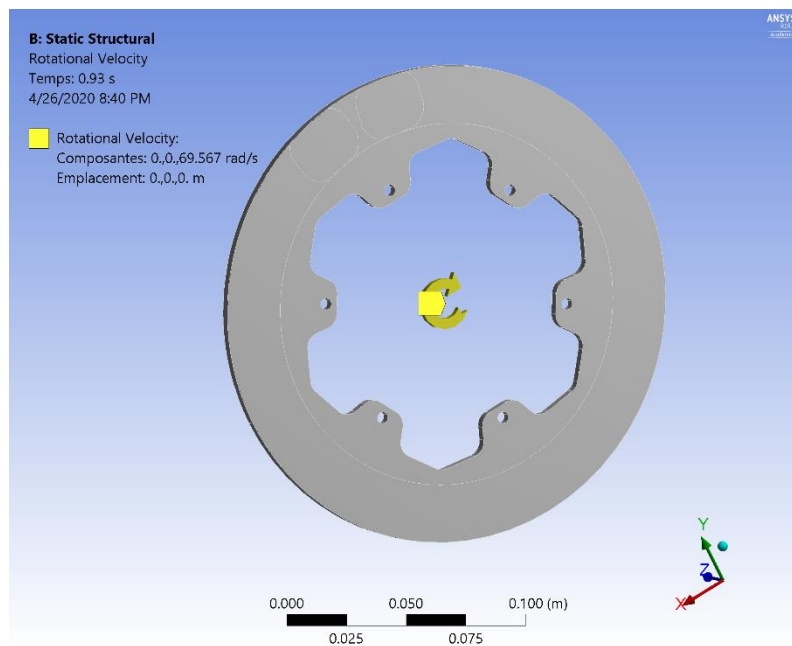
- Radiation sur toute la surface du disque



*Fig. 28 : Radiation*

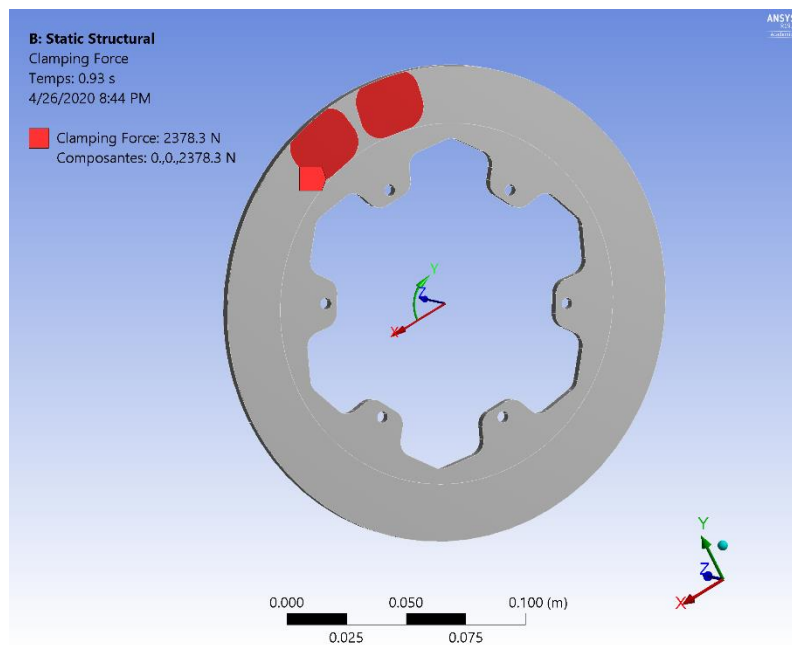
#### 4.5.3 Conditions aux limites de la simulation statique structurale

- Vitesse angulaire, importé des données expérimentales, en fonction du temps.



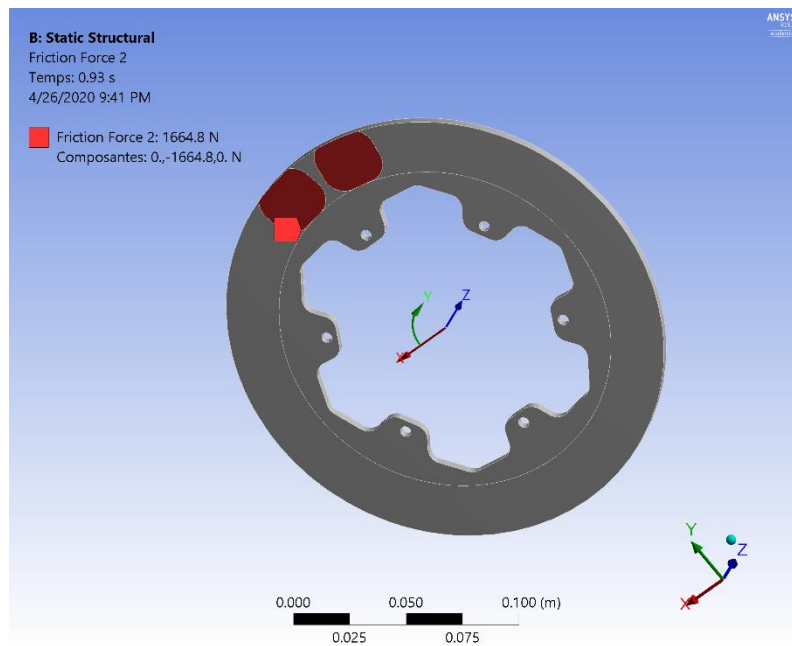
*Fig. 29 : Vitesse angulaire*

- Force axiale sur la surface de contact des plaquettes avec le disque.



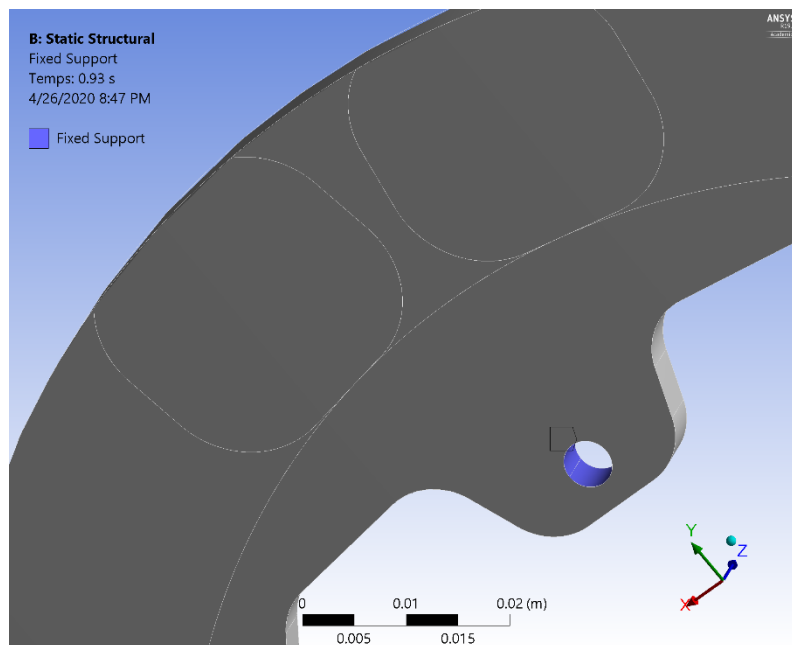
*Fig. 30 : Force de serrage*

- Force tangentielle sur la surface de contact des plaquettes avec le disque.



*Fig. 31 : Force de friction*

- Support fixe appliqué sur les 6 perçages, pour fixer les nœuds sur les trois directions de l'espace.



*Fig. 32 : Support fixe*



## 4.6 Validation

L'objet de cette étude est de valider les résultats et le comportement de la simulation thermomécanique pour l'utiliser comme outil de conception des disques de frein de l'équipe Formule Polytechnique de Montréal pour l'année 2020. L'étude théorique, accompagné de la définition mathématique du problème thermique et structurel a permis d'analyser chacune des variables du problème pour identifier celles qui peuvent avoir une répercussion majeure sur la variation du gradient de température.

Les données expérimentales permettront de valider les résultats de la simulation thermique transitoire, ensuite, les résultats de la simulation structurelle seront analysés en prenant considération l'échec des disques de l'année 2018 au niveau des trous de fixation et l'étude théorique faite préalablement sur ce rapport. La complexité des variables du problème a un effet direct sur la précision des premiers résultats, raison pour laquelle la corrélation de certaines de ces variables sera nécessaire pour refléter la réalité physique du système de freinage.

### 4.6.1 Maillage

Nous avons validé le maillage à l'égard de trois indicateurs de qualité décrits antérieurement, le ratio de forme, le rapport de jacobien et l'inclinaison. De plus, une étude de convergence a été faite pour évaluer la précision des résultats par rapport au nombre de nœuds, le nombre d'éléments et le temps de calcul.

#### 4.6.1.1 Étude de convergence

Type de maillage	Grossier	Moyen	Fin	Raffiné	Unités
Nombre d'éléments	15814	25092	62983	127429	-
Nombre de nœuds	28438	43754	104845	204605	-
Temps de calcul (partie thermique)	0,37	0,627	2,3	8,48	[h]
Temps de calcul (partie structurelle)	0,09	0,14	0,38	0,79	[h]
Température (t = 7,2 s)	198,88	198,91	198,89	198,84	[°C]
Contrainte de Von Mises (t = 7,2 s)	770	778	770	780	[MPa]

Tableau 7 : Étude de convergence

#### 4.6.1.2 Qualité du maillage

La progression du maillage a un effet important sur le ratio de forme des éléments tétraédriques quadratiques, jusqu'à arriver à un ratio de forme moyen de 1,908, dessous du seuil maximal recommandé pour obtenir un maillage efficient (fig. 33).

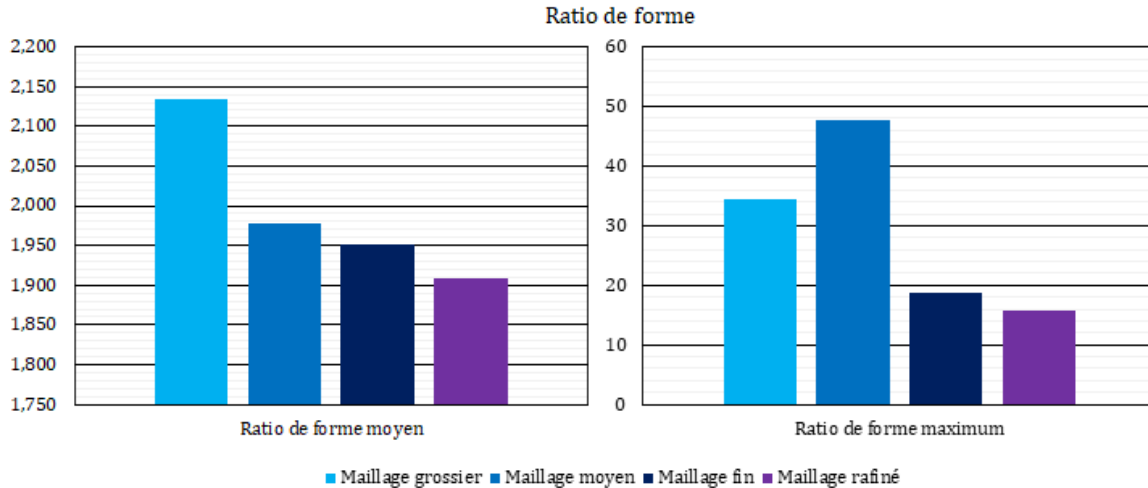


Fig. 33 : Ratio de forme

L'effet de la progression du maillage est notable sur l'inclinaison des éléments. Ce raffinement améliore catégoriquement la qualité des éléments avec une inclinaison maximale, pour obtenir un maillage plus homogène. Le maillage raffiné a une inclinaison moyenne de 0,2553 et une inclinaison maximum de 0,94037 (fig. 34). Les deux valeurs sont dessus du seuil de qualité établi.

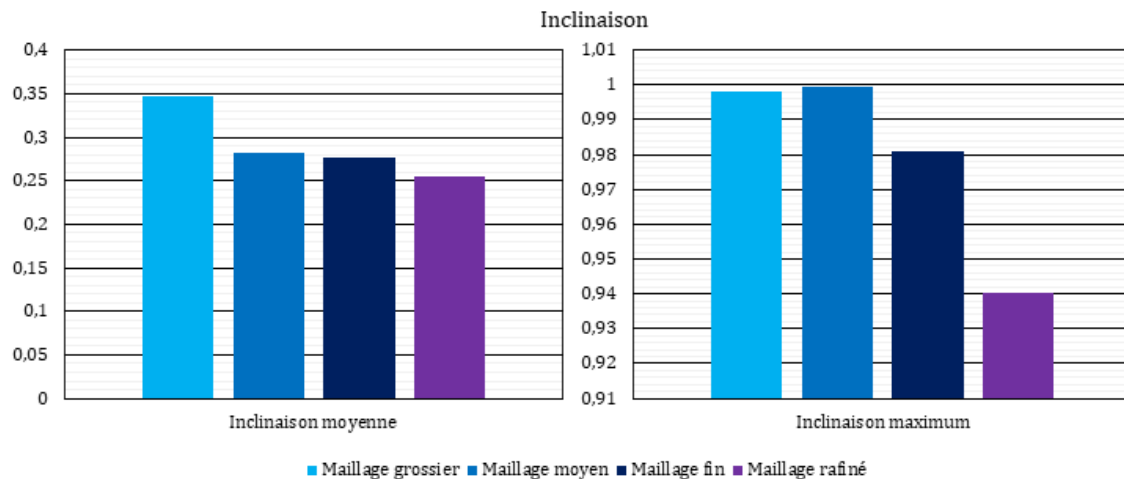


Fig. 34 : Inclinaison

La valeur négative du rapport de jacobien pointe vers une mauvaise géométrie de quelques éléments dans le maillage. Avec la progression du maillage ce défaut s'est corrigé (fig. 35).

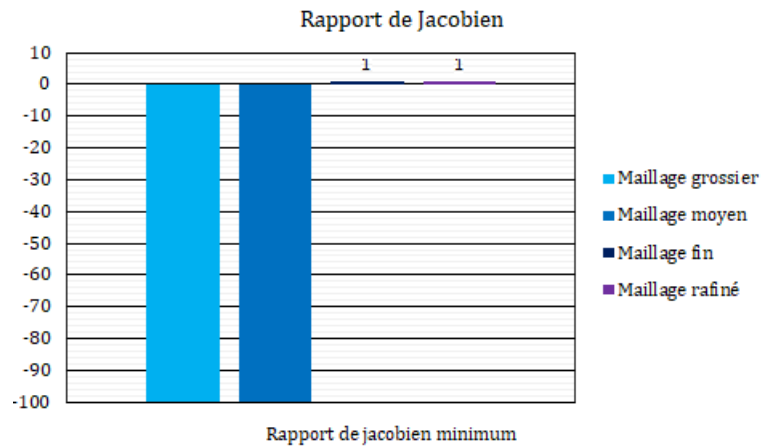


Fig. 35 : Rapport de Jacobien

#### 4.6.2 Résultats et Corrélation

Un premier calcul est lancé avec les paramètres définis sur la section 9.2. Le graphique ci-dessous (fig. 36) représente en fonction du temps les températures moyennes, maximales et minimales du disque, obtenues par la simulation numérique, ainsi que, la température du disque, celle-ci obtenue expérimentalement. À cause de sa position sur la monoplace et du type de capteur utilisé, la température à étudier est la température maximale sur la surface du disque.

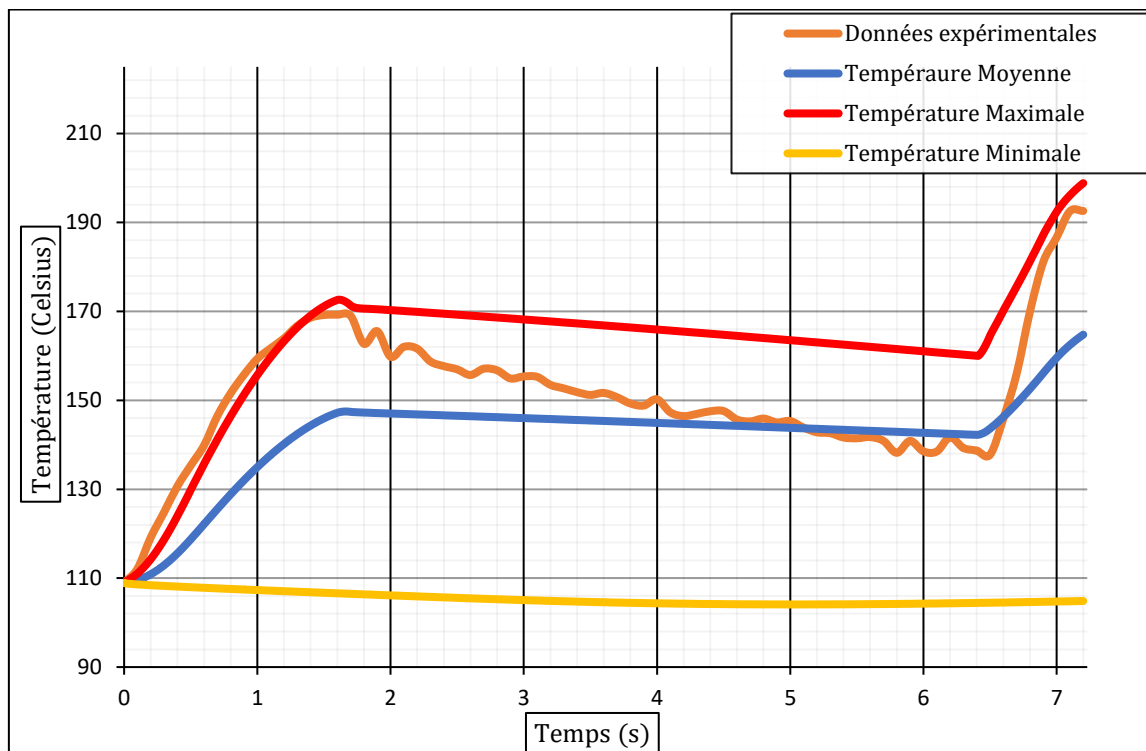


Fig. 36 : Première simulation, températures simulées et températures réelles

La courbe de la température en fonction du temps s'identifie par une élévation rapide de la température pendant les phases de freinage et une diminution plus ou moins constante pendant la phase de refroidissement (fig. 36).

Quant aux résultats de la simulation, les conditions aux contours et aux limites définies initialement approchent avec précision l'échauffement du disque lors du premier freinage. Cependant, dès la stabilisation de la température ( $t = 1,7$  secondes), quand le flux de chaleur entrant dans le disque diminue, un refroidissement trop lent produit une divergence entre les données expérimentales et les résultats obtenus dans la simulation.

Pour corriger le refroidissement simulé du disque, nous tenons en considération deux facteurs très influents dans le transfert thermique entre la surface du disque et l'environnement fluide, la température de l'écoulement et le coefficient de convection. Théoriquement, la diminution de la température de l'environnement fluide peut augmenter le transfert thermique en direction de l'extérieur du disque, quand la température du disque est supérieure à celle de l'air. L'augmentation du coefficient de convection aurait un effet similaire, mais quantitativement plus important. La simulation suivante essaye de corrélérer la diminution de la température ambiante avec un meilleur refroidissement du disque. La prise des données expérimentales s'est faite pendant le onze mai 2019 à 13:45 à Michigan (USA), avec une température ambiante de 15 degrés.

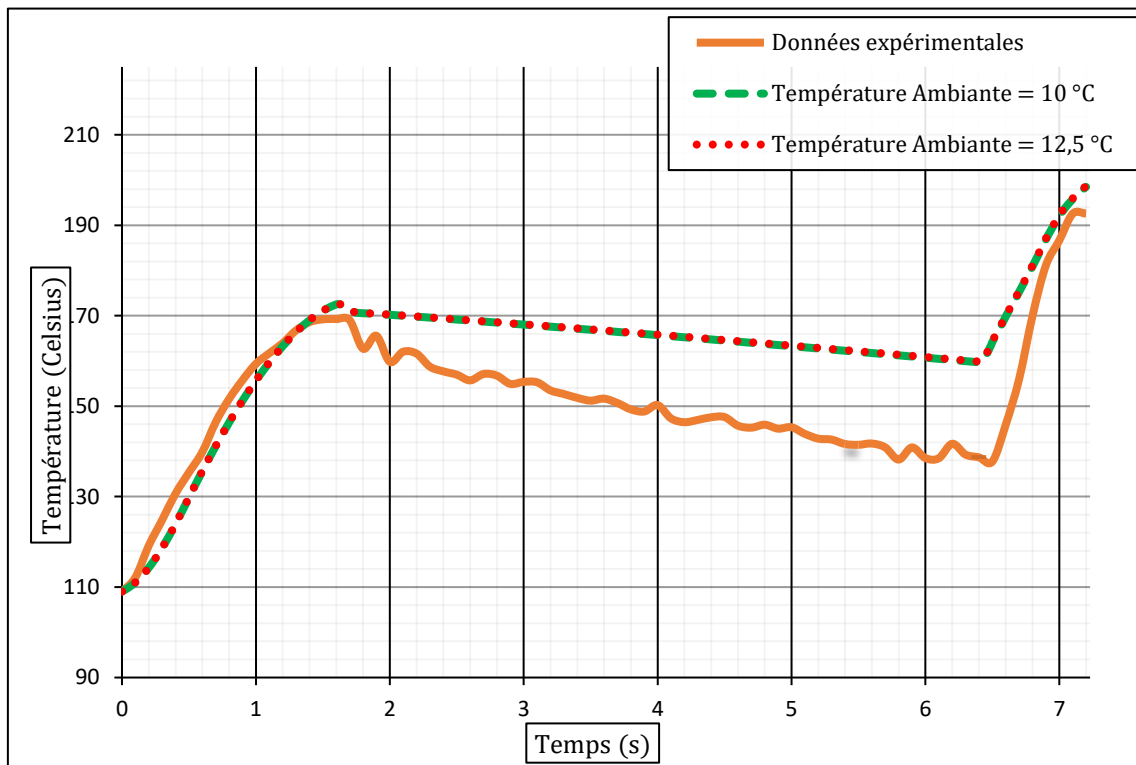


Fig. 37 : Corrélation de la température ambiante et le refroidissement du disque

Sur le graphique (fig. 37), nous pouvons observer que l'influence de la température ambiante sur le refroidissement du disque est pratiquement inexistante. Ensuite, nous cherchons à rapprocher, le refroidissement simulé, au refroidissement réel par la corrélation entre la température maximale du disque et différentes valeurs du coefficient de convection. Nous allons appliquer au coefficient de convection un facteur de correction  $\lambda$ , qui prendra les valeurs 1, 2, 3 et 4.

$$h_{\lambda} = \lambda \cdot h , \left[ \frac{W}{^{\circ}C \cdot m^2} \right]$$

Le coefficient de convection obtenu mathématiquement, sans facteur de correction ( $\lambda = 1$ ) est de :

$$h_1 = 1 \cdot 72,93, \left[ \frac{\text{W}}{\text{°C m}^2} \right]$$

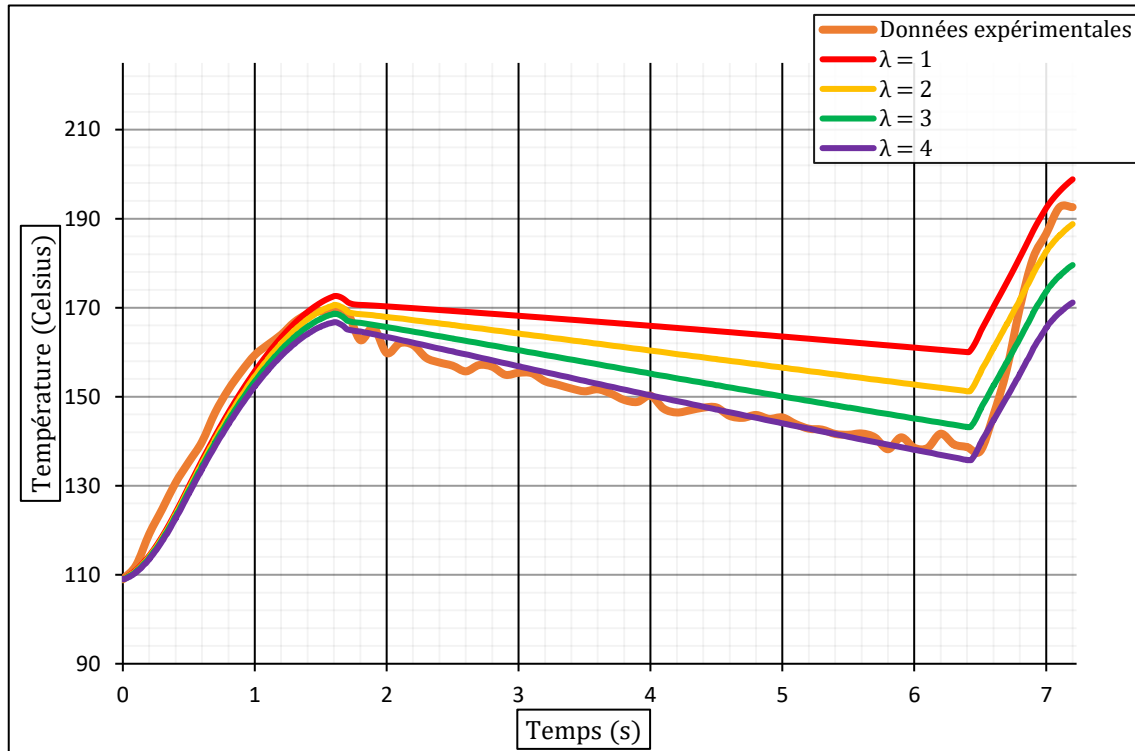


Fig. 38 : Corrélation du coefficient de convection et le refroidissement du disque

La corrélation du coefficient de convection et le refroidissement du disque prouve l'influence de la convection sur le processus de refroidissement (fig. 38). En effet, la convection est le mode de transfert thermique le plus efficient et efficace pour le refroidissement des disques de frein d'un véhicule. Comme indiqué préalablement, la complexité de cette variable, qui dépend fortement des caractéristiques du fluide et de la géométrie des surfaces en contact direct avec l'environnement fluide, justifie jusqu'à un 30% d'inexactitude des températures obtenues par l'approximation analytique du coefficient de convection [12]. La température obtenue expérimentalement à la fin du refroidissement, avant du deuxième freinage est de 138,68 °C et la température obtenue au même instant avec un facteur de correction du coefficient de convection  $\lambda = 1$  est de 160,02 °C, une différence d'un 15,38%. Les valeurs du facteur de correction  $\lambda = 2, 3, 4$  réduisent cette différence à un 9,05%, 3,25%, 2,13%, respectivement.

Effectivement, le facteur de correction  $\lambda = 4$  approche avec précision la diminution de la température maximale de la surface du disque (fig. 39). Néanmoins, la corrélation du coefficient de convection et le refroidissement engendre, sur la première phase de freinage, un léger décalage entre les données expérimentales et le résultat de la simulation. Une plus grosse divergence se produit sur le deuxième freinage.

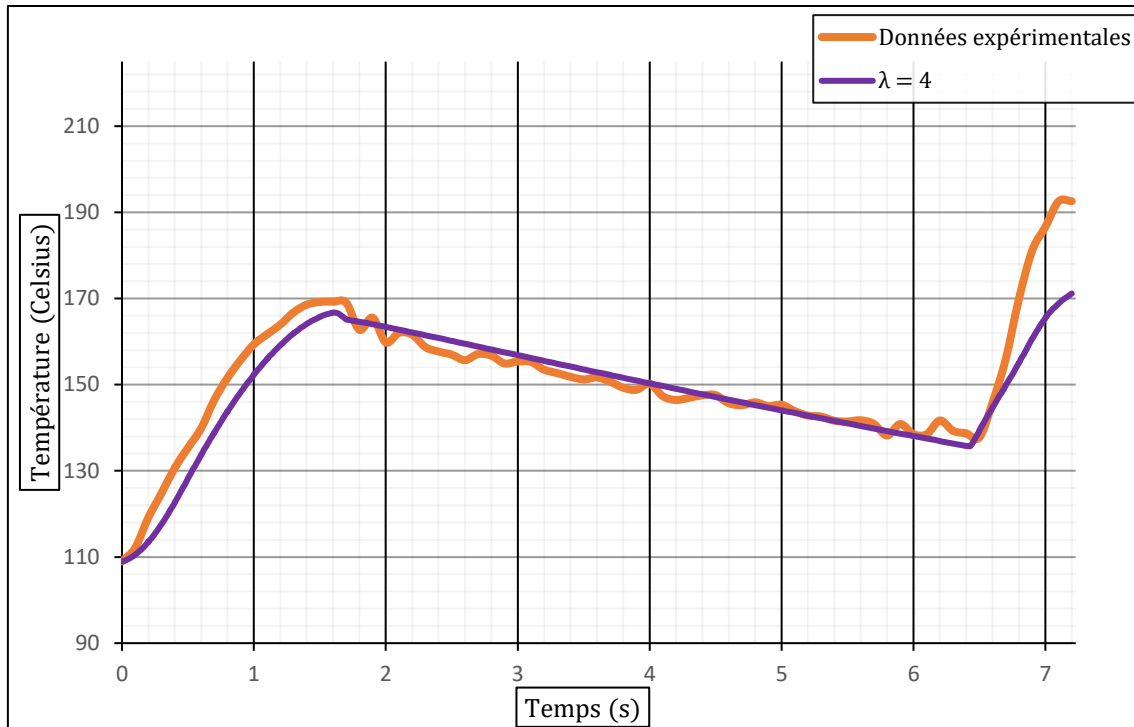


Fig. 39 : Corrélation du coefficient de convection et le refroidissement du disque ( $\lambda = 4$ )

À l'observation de la deuxième phase de freinage, nous identifions une grosse différence entre la pente de la courbe ascendante réelle et la pente de la courbe ascendante simulée. Conformément à la théorie de la physique du freinage et la définition mathématique du problème, l'échauffement du disque pendant le freinage est directement relié au flux de chaleur transféré par conduction. Parallèlement, le flux de chaleur dépend de trois constantes, la masse du véhicule, la distribution du freinage et le facteur de correction des masses tournantes ; et de deux variables fonction du temps, l'accélération et la vitesse. Ces deux variables sont liées linéairement à la distribution du flux de chaleur en fonction du temps.

Par l'analyse des vitesses et des accélérations instantanées utilisées dans le calcul du flux de chaleur nous avons identifié des imprécisions sur les valeurs enregistrées expérimentalement des décélérations du deuxième freinage, directement reliés au résultat de la simulation.

La décélération moyenne entre deux instants s'exprime mathématiquement :

$$a_m = \frac{\Delta v}{\Delta t}, \quad \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

$\Delta t$ , intervalle de temps [s]

$\Delta v$ , incrément de vitesse  $\left[ \frac{m}{s} \right]$

La moyenne des accélérations instantanées enregistrées par la télémétrie de la monoplace durant le freinage doit être égale à l'accélération moyenne du véhicule pendant la même période de temps. Pour évaluer la précision des accélérations instantanées enregistrées expérimentalement nous allons comparer le premier freinage, dont la simulation est validée, avec le deuxième freinage.

Dans les graphiques, nous avons représenté les décélérations et les vitesses du premier et du deuxième freinage (fig. 40 et 41).

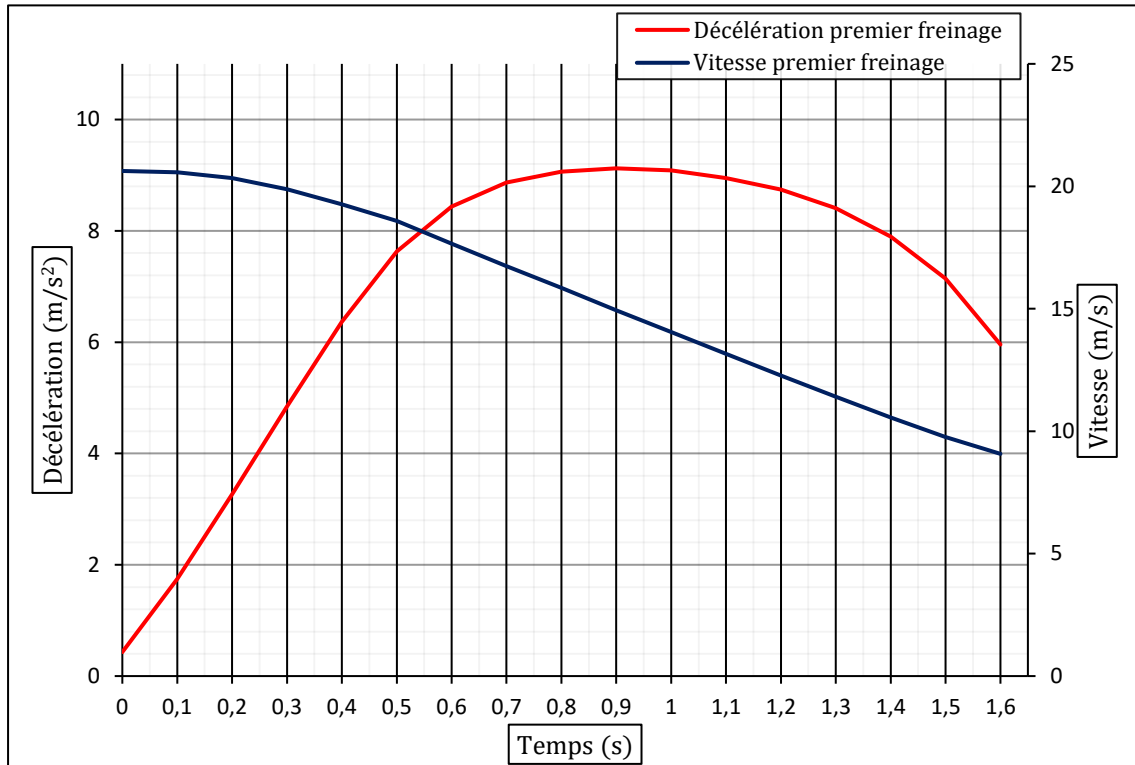


Fig. 40 : Vitesse et Décélération du premier freinage

La moyenne des décélérations instantanées enregistrées expérimentalement est  $6,82 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ . La décélération moyenne calculé sur les 1,6 secondes de freinage avec une vitesse initiale de  $20,67 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  et une vitesse finale de  $9,07 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  est  $7,22 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ . La différence entre la valeur théorique et la valeur expérimentale est de 5,53%.

Cependant, pour le deuxième freinage, la moyenne des décélérations instantanées enregistrées expérimentalement est  $7,4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$  et la décélération moyenne calculée sur les 0,7 secondes de freinage avec une vitesse initiale de  $20,18 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  et une vitesse finale de  $13,88 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  est  $9,01 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ . La décélération moyenne théorique est 17,84% plus grande que la moyenne des décélérations obtenues expérimentalement.

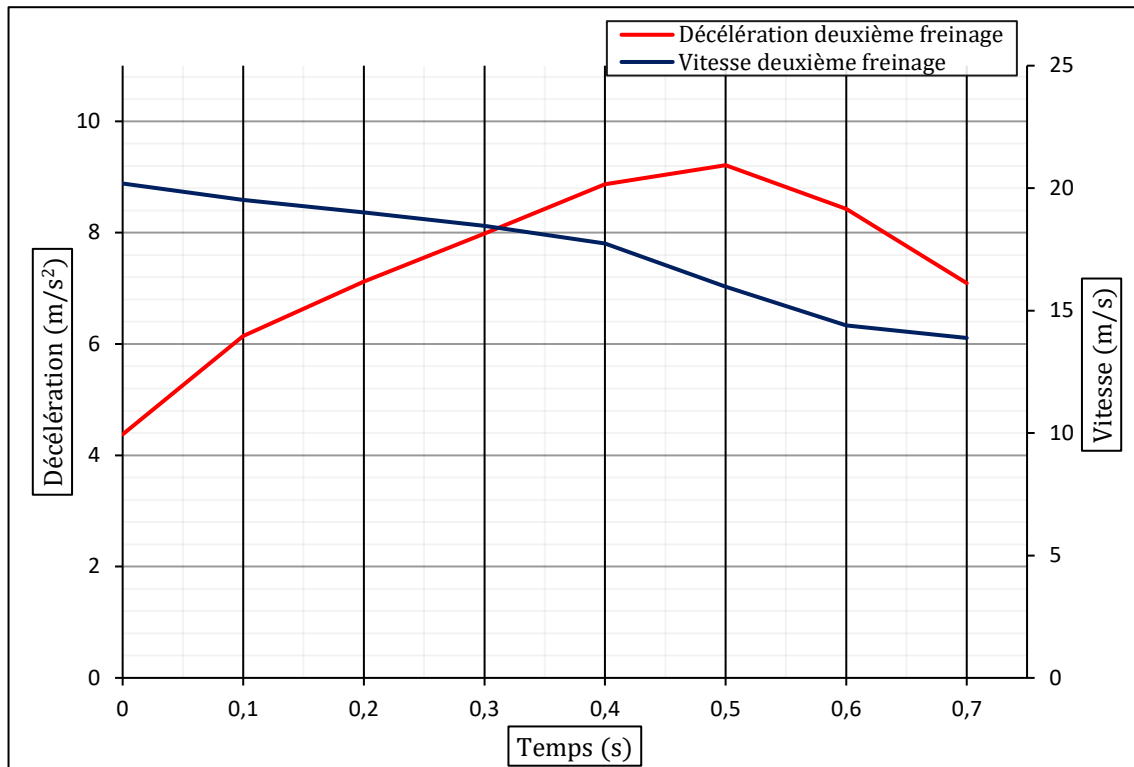


Fig. 41 : Vitesse et Décélération du deuxième freinage

L'imprécision des données expérimentales du deuxième freinage est quasiment quatre fois celles du premier freinage. Avec la cible de corriger l'écart entre les températures simulées et les températures réelles, appuyées par la linéarité de l'équation du flux de chaleur, nous avons appliqué un facteur de correction pour la décélération qui correspond à l'écart entre les valeurs théoriques et les valeurs expérimentales. L'expression mathématique du flux de chaleur de la deuxième phase de freinage est :

$$\varphi_2(t) = \frac{k \cdot m \cdot 1,17 \cdot a \cdot v(t) \cdot (\varnothing)}{2 \cdot 2}, \quad [W]$$

Sur le graphique la température simulée avec la correction des décélérations du deuxième freinage est représentée en fonction du temps (fig. 42). L'écart entre la température finale simulée du deuxième freinage et la température réelle, s'est réduite de 11,12% (figure 39) à 7,35% sur le graphique suivant :



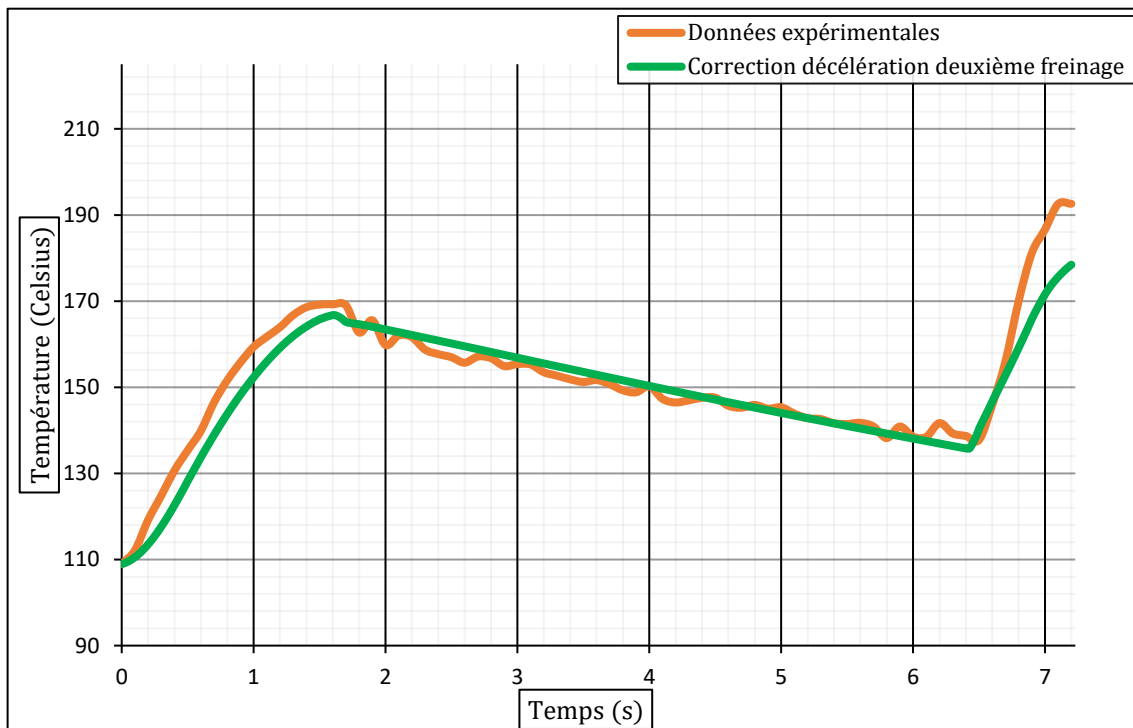
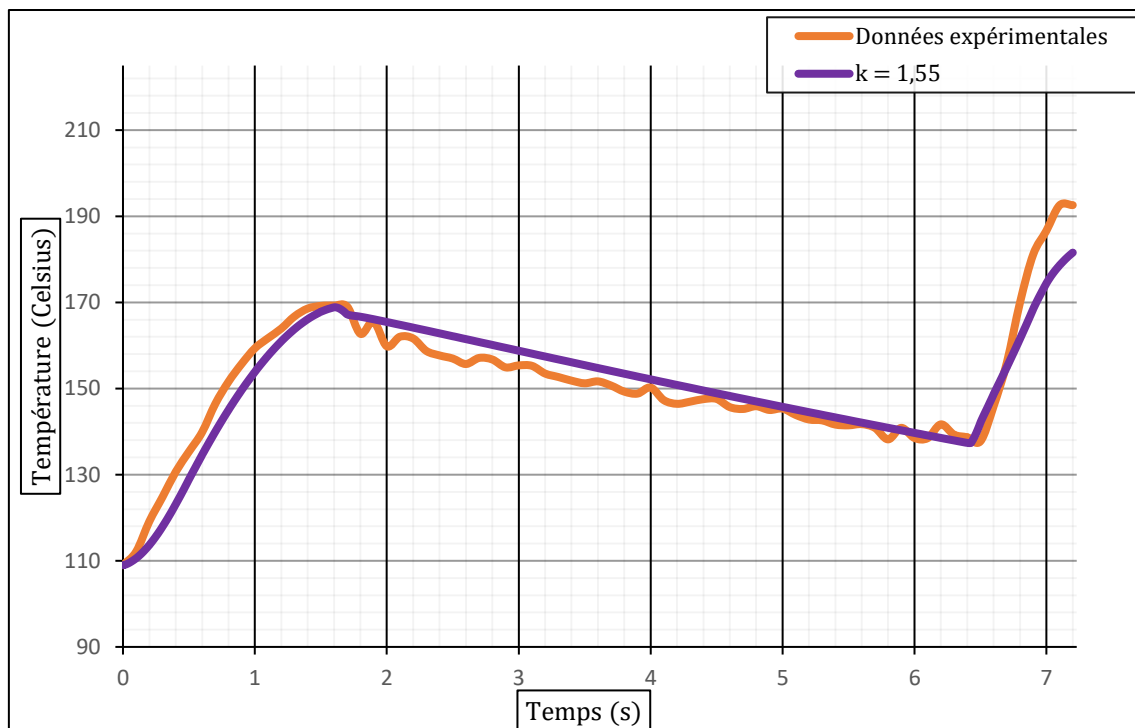


Fig. 42 : Correction décélération deuxième freinage

Afin de corriger ce dernier pourcentage d'inexactitude, nous allons corrélérer le facteur correcteur pour les masses tournantes ( $k$ ), qui intervient lors du calcul du flux de chaleur entrant dans le disque, avec l'augment de la température maximale du disque. Sur la section 9.2, nous avons défini le facteur correcteur des masses tournantes et nous avons aussi, appuyés par la littérature citée, fixé sa valeur en  $k = 1,5$ .

Les variables impliquées dans le calcul de ce facteur de correction et les caractéristiques de la monoplace, parmi elles un moteur qui travaille à très haut régime comparé aux véhicules de production en série, suggèrent un facteur de correction réel majeur. Le graphique ci-dessus, après avoir approché le coefficient de convection adéquat et avoir corrigé les décélérations du deuxième freinage, pointe vers la même direction.

L'augmentation du facteur de correction des masses tournantes, en effet, valide les résultats de la simulation pour la première phase de freinage, également pour la phase de refroidissement et en plus réduit à 5,96% la différence entre la température réelle et la température simulée pour le deuxième freinage. La majeure précision est obtenue avec  $k = 1,55$  (fig. 43).



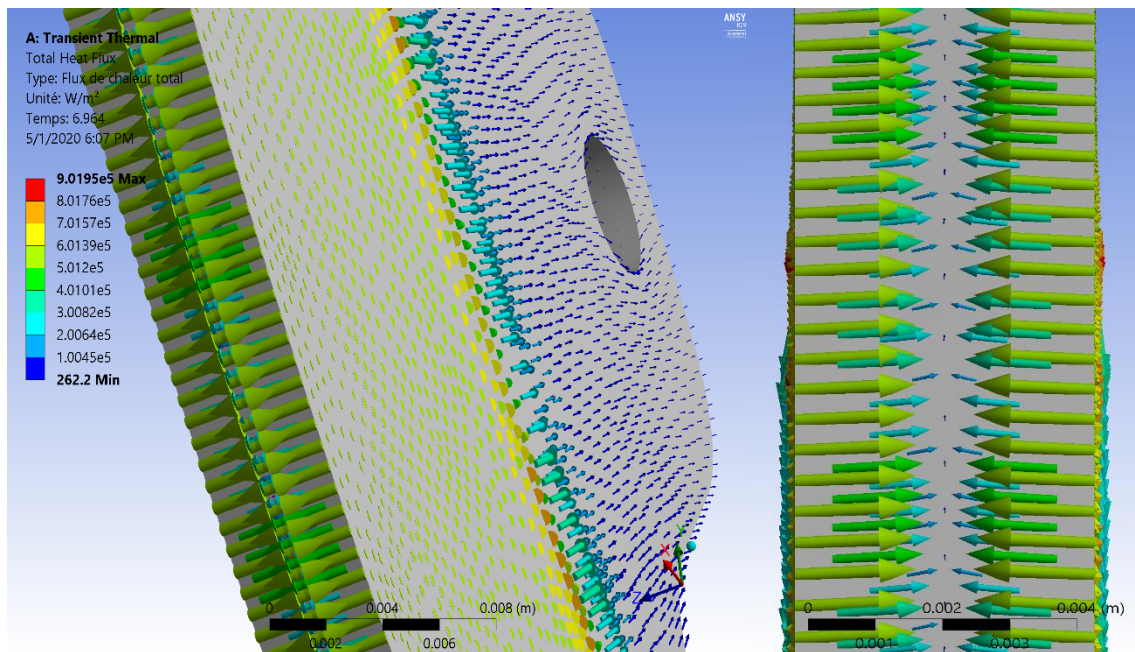
*Fig. 43 : Correction du facteur des masses tournantes*

## 5. Analyse des résultats

La validation du modèle numérique employé sert à assurer une estimation fiable des contraintes mécaniques et thermiques du disque.

### 5.1 Analyse thermique des résultats

L'analyse thermique des résultats distingue deux phases à l'égard de l'évolution de la température sur la surface du disque, la phase d'homogénéisation et la phase non homogène. La phase d'homogénéisation correspond au refroidissement du disque et la phase non homogène correspond à l'échauffement du disque. Cependant, la phase d'homogénéisation n'avère pas une distribution complètement homogène de la température du disque car le temps de refroidissement est trop court pour que l'homogénéisation complète se produise. Cette définition fait référence au comportement du flux de chaleur dans le disque pendant le refroidissement où le flux de chaleur cherche à établir un état d'équilibre (température homogène) en se dirigeant des hautes températures vers les basses températures.



*Fig. 44 : Direction du flux de chaleur total pendant le freinage*

Nous observons (fig. 44) que durant la phase de freinage le flux de chaleur rentre dans l'épaisseur des pistes de freinage et se distribue assez lentement sur le reste du disque à cause de la présence d'une source de chaleur temporaire.

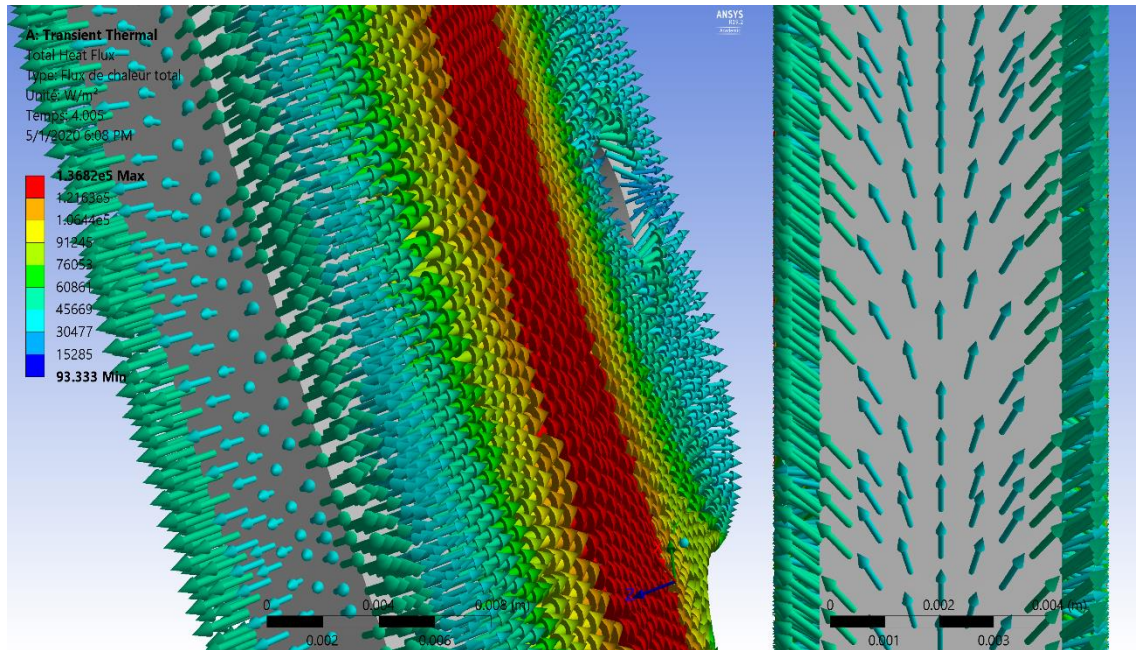


Fig. 45 : Direction du flux de chaleur total pendant le refroidissement

La figure 45 montre que pendant le refroidissement, l'absence d'une source de chaleur temporaire entraîne une distribution du flux de chaleur qui cherche à s'équilibrer avec les surfaces plus froides du disque mais aussi avec l'environnement fluide.

Les deux phases de freinage entraînent une distribution non homogène de la température du disque. Le contact disque-plaquette engendre une source temporelle de chaleur transmise par conduction qui empêche l'homogénéisation de la température. Raison pour laquelle pendant la phase de freinage la température maximale du disque se situe toujours sur la zone de contact disque-plaquette (fig. 46 et 49). La finesse des disques explique la création de surfaces isothermes sur l'épaisseur du disque, juste après le contact du disque avec la plaquette. Ces surfaces isothermes diminuent leur température vers la direction radiale grâce à la convection. L'efficacité de la convection, même dans la phase de freinage, justifie l'absence de gradients thermiques au long de la simulation dans la proximité des trous de fixation des disques ; le transfert de chaleur avec l'environnement fluide est plus efficace que l'homogénéisation de la température du disque qui a lieu par conduction. Ainsi, les températures des surfaces proches au centre du disque ne varient pratiquement pas. Ci-dessous l'évolution de la température du disque en fonction du temps pendant le premier freinage (distribution de températures identique sur le deuxième freinage) (fig. 46):

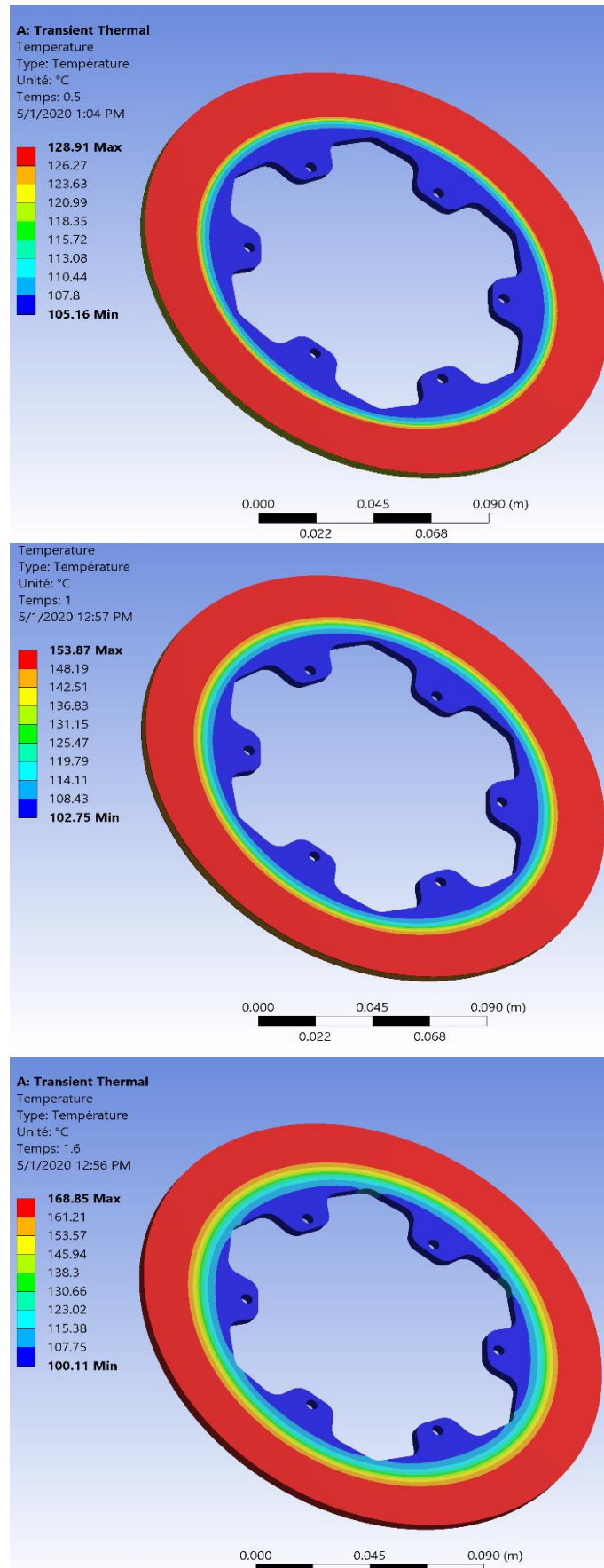


Fig. 46 : Température du disque en phase d'échauffement (Temps : 0,5 ; 1 ; 1,6 [s])



Lors de la phase de refroidissement la source d'énergie thermique n'est plus présente, le disque entre dans une phase d'homogénéisation et cherche à atteindre un état d'équilibre (fig. 47 et 48). Comme au freinage, dans cette phase, le disque se refroidit principalement par convection. Pendant le refroidissement, la convection a un effet sur toute la surface extérieure du disque car les plaquettes ne sont plus en contact. Raison pour laquelle, la température globale du disque diminue rapidement. Les basses températures de l'environnement fluide majorent l'effet du refroidissement par convection. Nonobstant, les basses températures des zones du disque plus proches du moyeu contribuent aussi, mais en moindre mesure, à l'homogénéisation de la température du disque par conduction. En effet, les forts gradients thermiques, engendrés pendant le freinage, entre la surface de contact et le reste du disque, diminuent pendant le refroidissement ; grâce à un flux thermique en direction radiale engendré par cette différence de températures et transmis par conduction au long du rayon du disque.

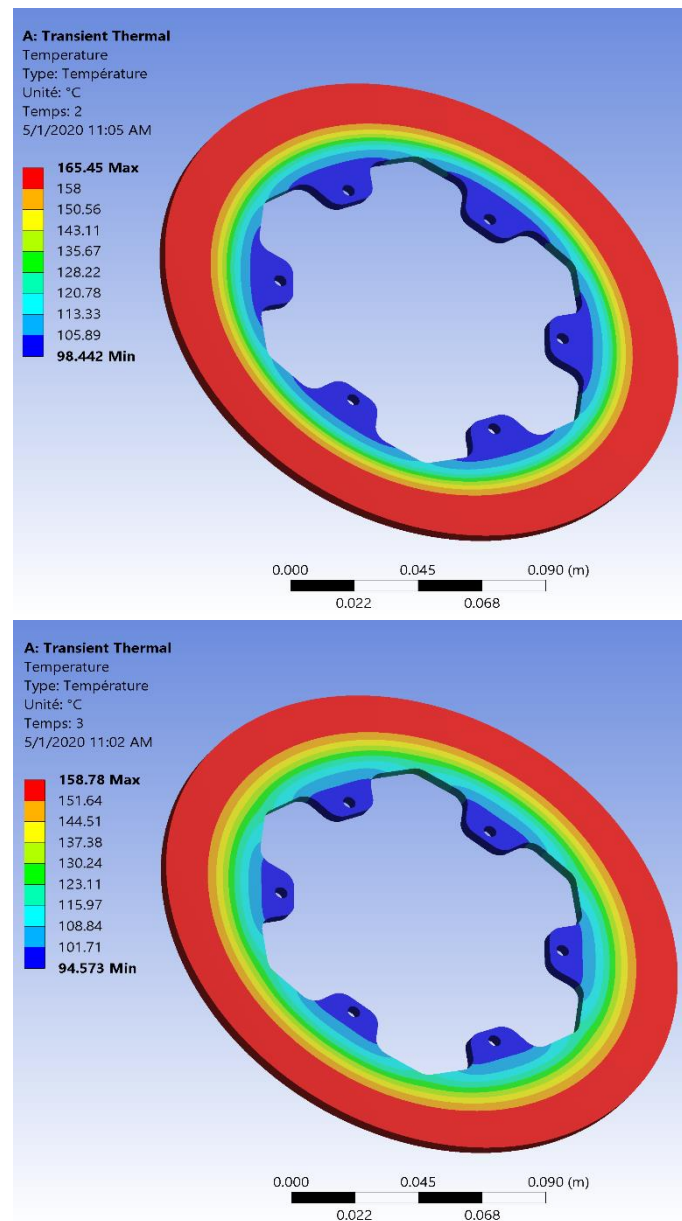


Fig. 47 : Température du disque en phase de refroidissement (Temps : 2 ; 3 )[s]

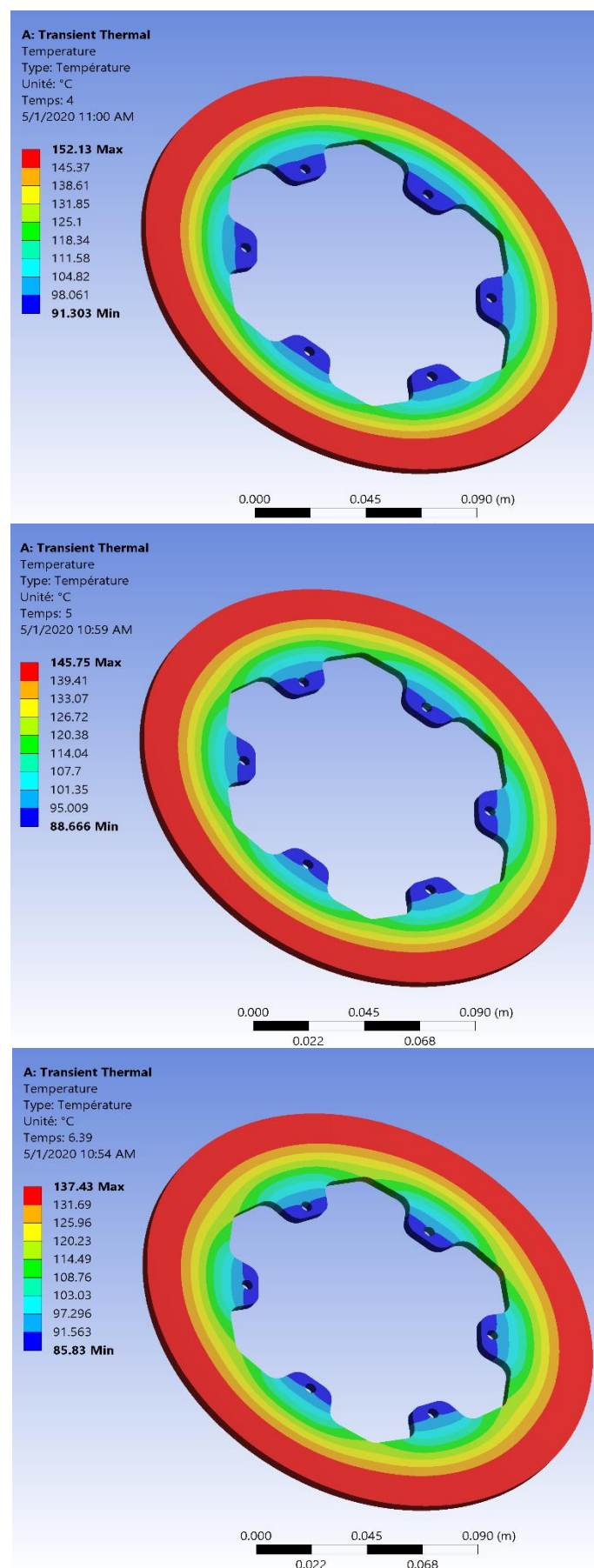
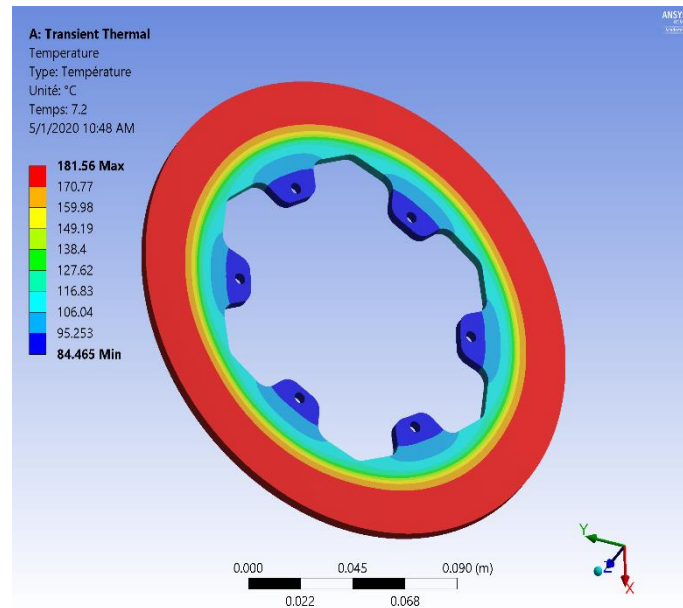
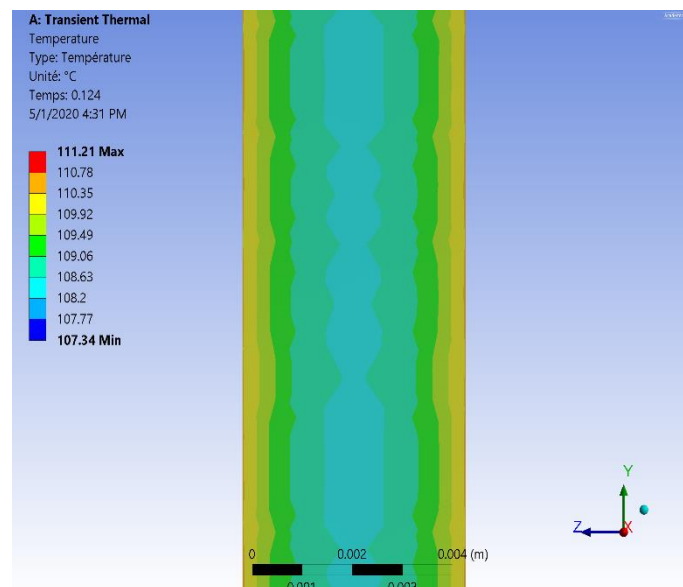


Fig. 48 : Température du disque en phase de refroidissement (Temps : 4 ; 5 ; 6,30 [s])



*Fig. 49 : Température maximale du disque en phase d'échauffement (Temps : 7,2 [s])*

Les figures 50 et 51 représentent graphiquement l'évolution du gradient de température sur l'épaisseur du disque. Il est important de noter que la réduction des gradients sur l'épaisseur du disque minimise aussi les contraintes de traction-compression engendrées par la dilatation du même disque.



*Fig. 50 : Température sur l'épaisseur du disque en phase d'échauffement (Temps : 0,8 ; 1,6 [s])*



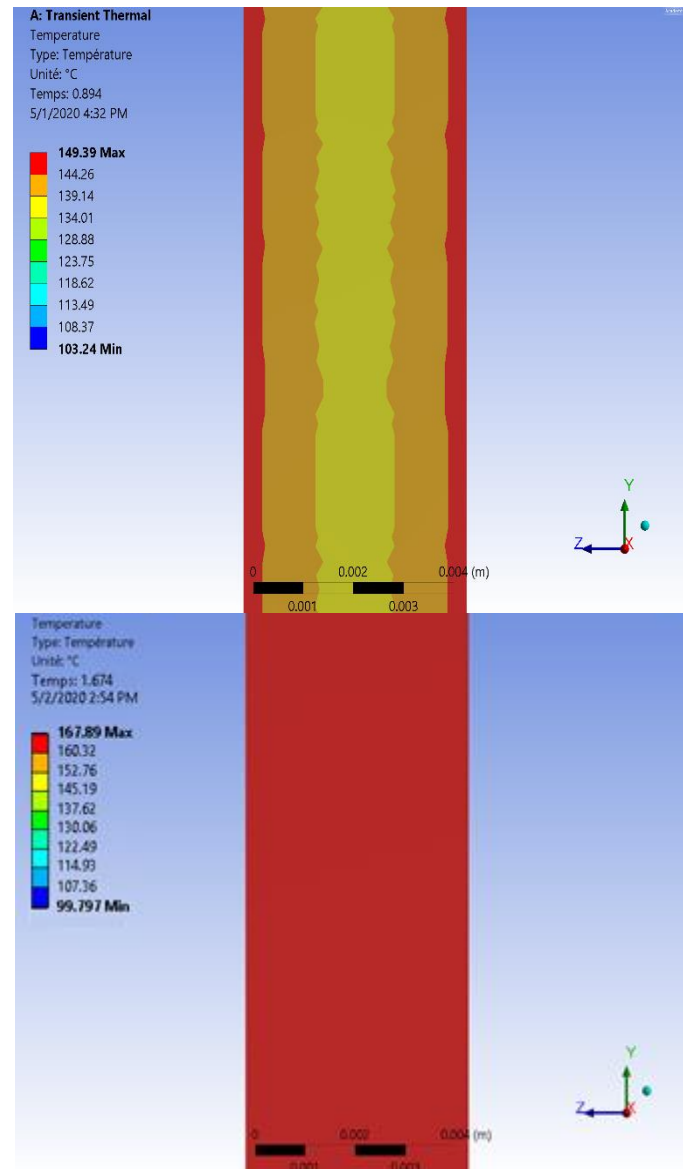


Fig. 51 : Température sur l'épaisseur du disque en phase d'échauffement (Temps : 0,8 ; 1,6 [s])

L'évolution du flux de chaleur total en fonction du temps représente (fig. 52-54) le mouvement du flux de chaleur transmis par conduction dans le disque. Progressivement le flux de chaleur plus abondant avance des pistes de frottement, en phase d'échauffement, vers les trous de fixation du disque, où il y a les températures minimales, en phase de refroidissement.

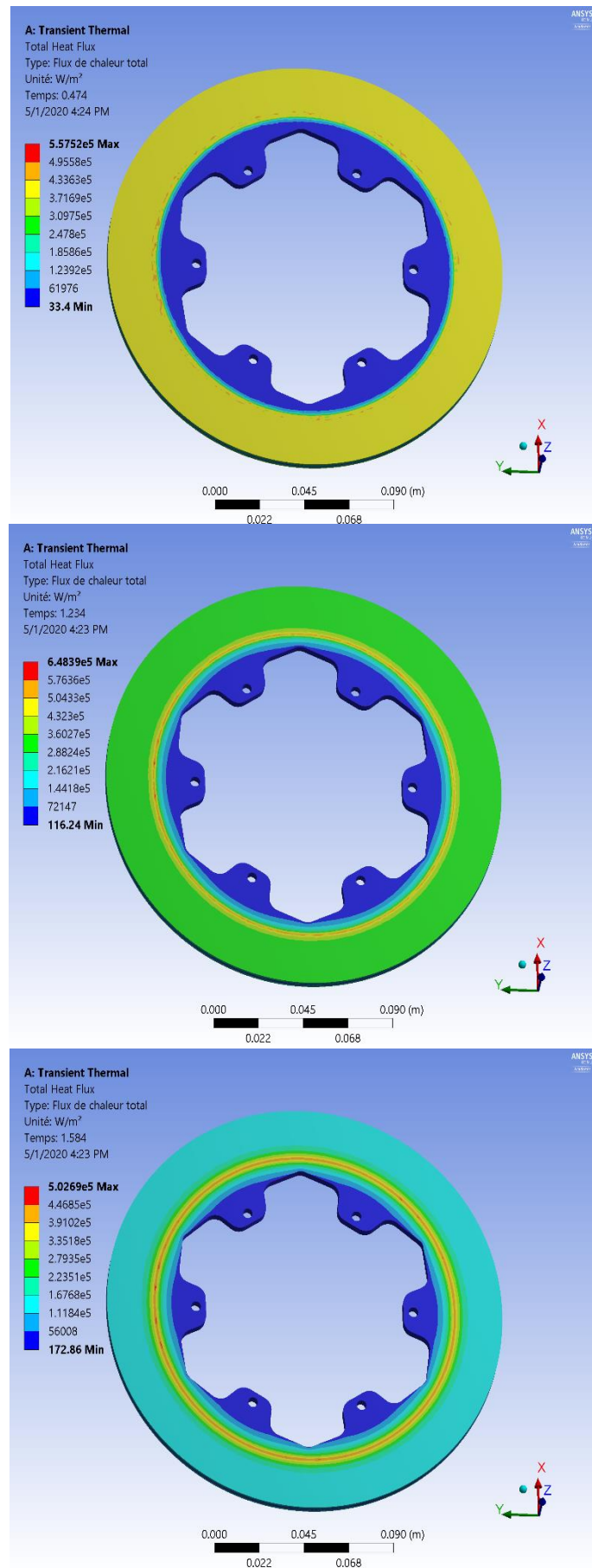


Fig. 52 : Flux de chaleur total en phase d'échauffement (Temps : 0,4 ; 1,2 ; 1,5 [s])

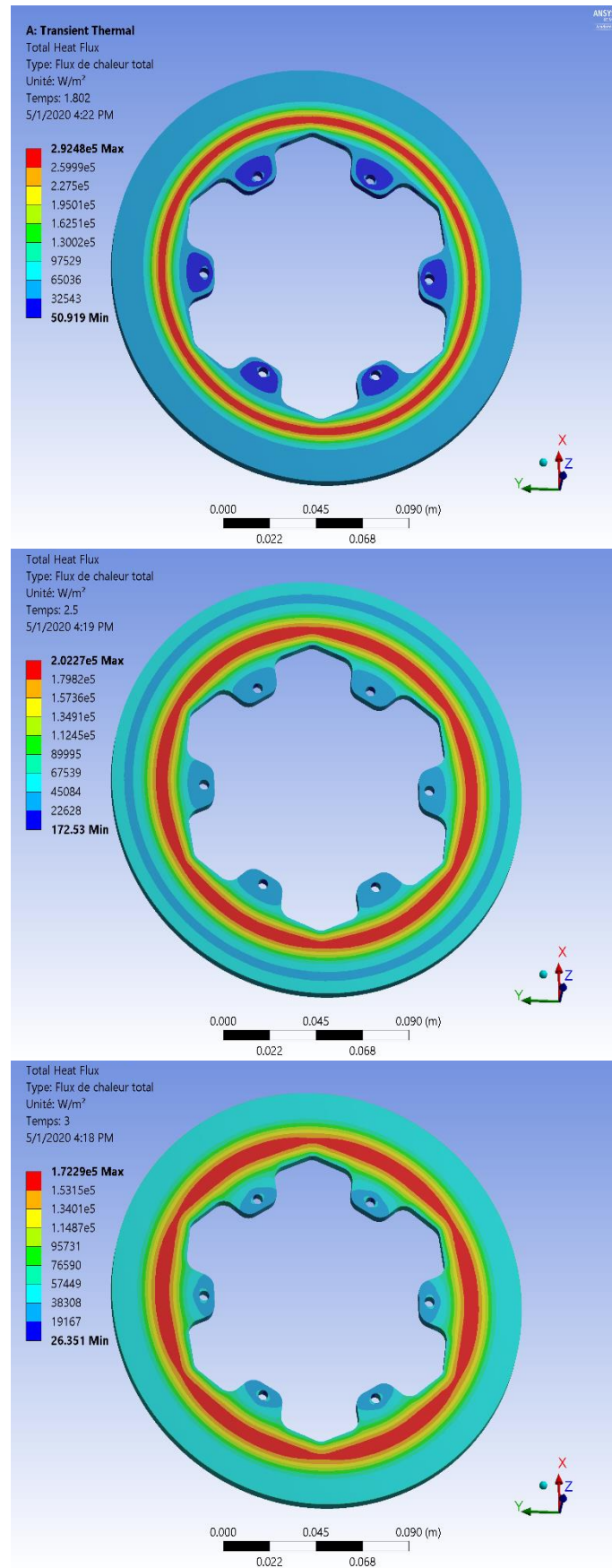


Fig. 53 : Flux de chaleur total en phase de refroidissement (Temps : 1,8 ; 2,5 ; 3 [s])

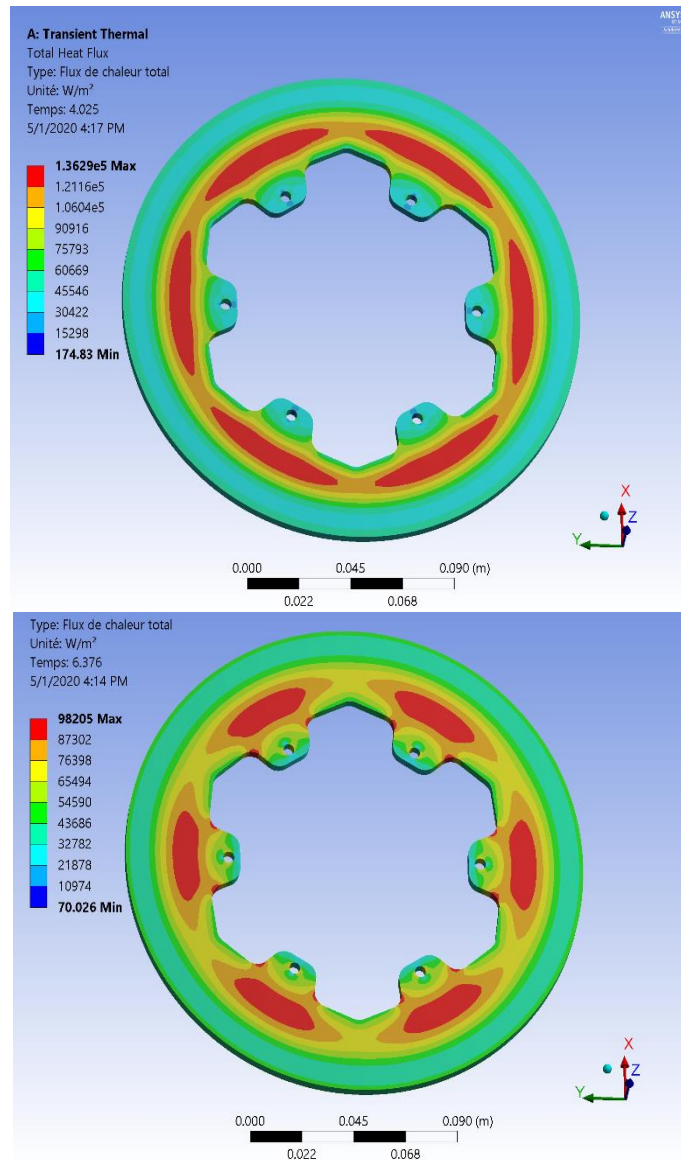


Fig. 54 : Flux de chaleur total en phase de refroidissement (Temps : 4 ; 6,3 [s])

## 5.2 Analyse mécanique des résultats

Les gradients thermiques engendrent la dilatation des zones chaudes et par conséquent l'apparition de contraintes de compression avec plastification, pendant le freinage. Également, des contraintes résiduelles de traction apparaissent sur les zones froides durant le refroidissement du disque. Ces phénomènes génèrent des contraintes thermiques qui s'ajoutent aux contraintes mécaniques et ont une influence sur les déformations globales du disque.

De son côté, l'analyse mécanique des résultats de la simulation situe les déplacements importants sur les pistes de frottement et sur la couronne extérieure du disque (fig. 55). Ces déplacements sont la conséquence de la pression de serrage des étriers et des phénomènes thermiques cités préalablement.

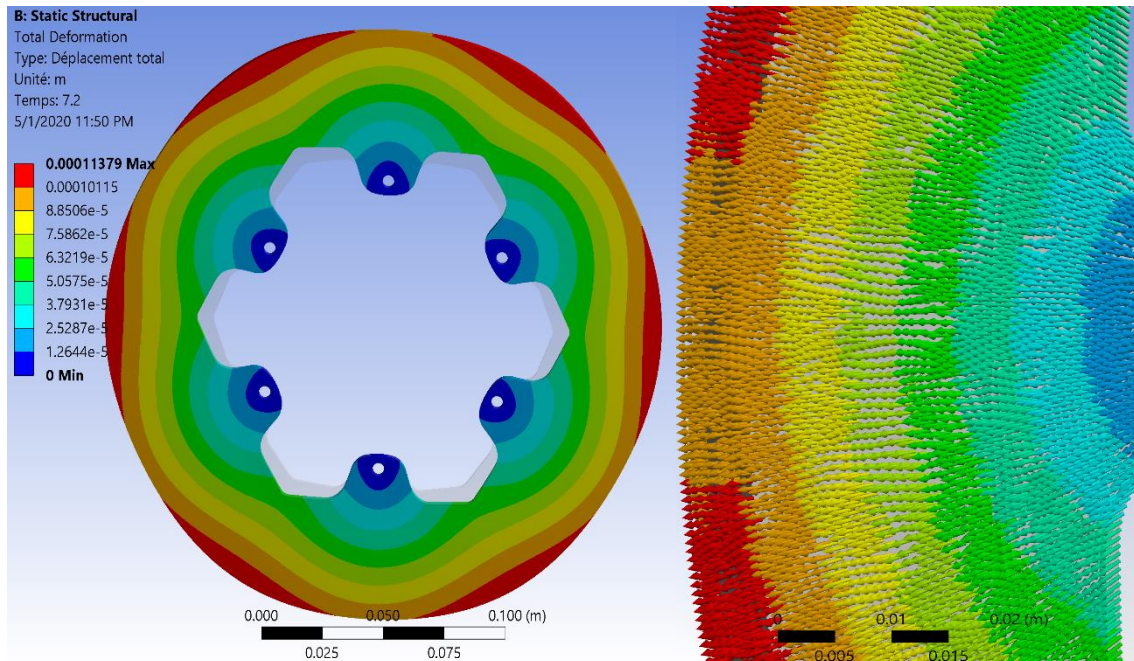


Fig. 55 : Déplacement total en phase d'échauffement (Temps : 7,2 [s])

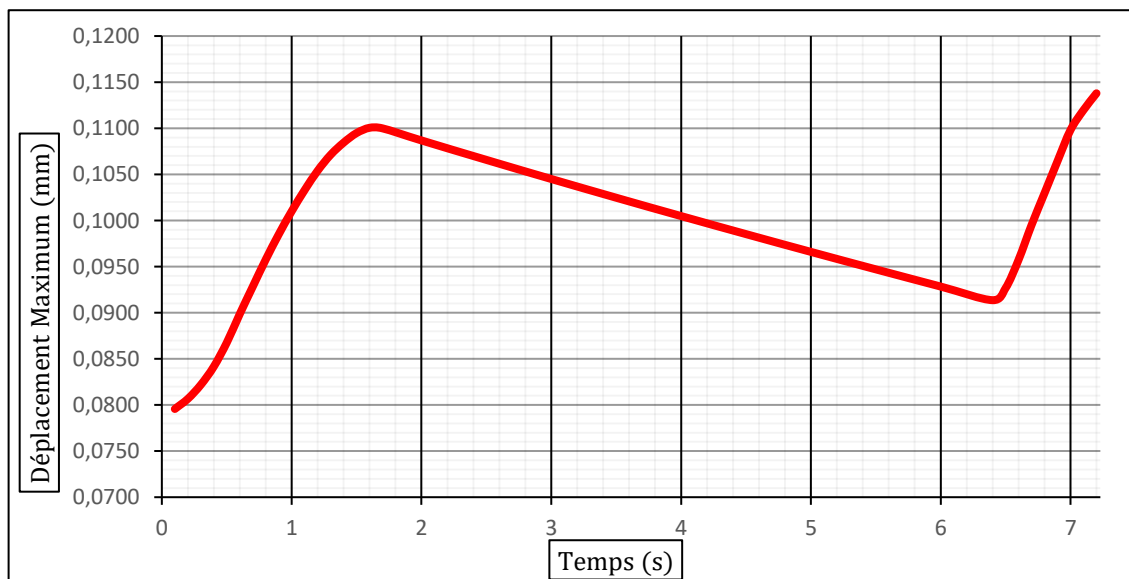


Fig. 56 : Déplacement maximum en fonction du temps



La figure 56 représente le déplacement maximum en fonction du temps. Le déplacement maximal se localise sur les pistes de freinage et la couronne du disque à la fin du premier et deuxième freinage. Le stress thermique du disque contribue à ce que le déplacement maximal lors du deuxième freinage soit supérieur à celui du premier freinage.

Autrement, l'application de la pression de contact en présence de la rotation du disque produit des efforts de torsion et de cisaillement sur les pistes de freinage. Nonobstant, la concentration de contraintes plus fortes est au niveau des trous de fixation, engendrées par la combinaison de tous les phénomènes mécaniques et thermiques mentionnés et par la rotation du disque pendant le serrage des plaquettes (fig. 56). La pression élevée produit une augmentation de la température qui génère déformation et fatigue locale, ces contraintes sont les plus sévères et peuvent éventuellement causer la rupture structurelle du disque.

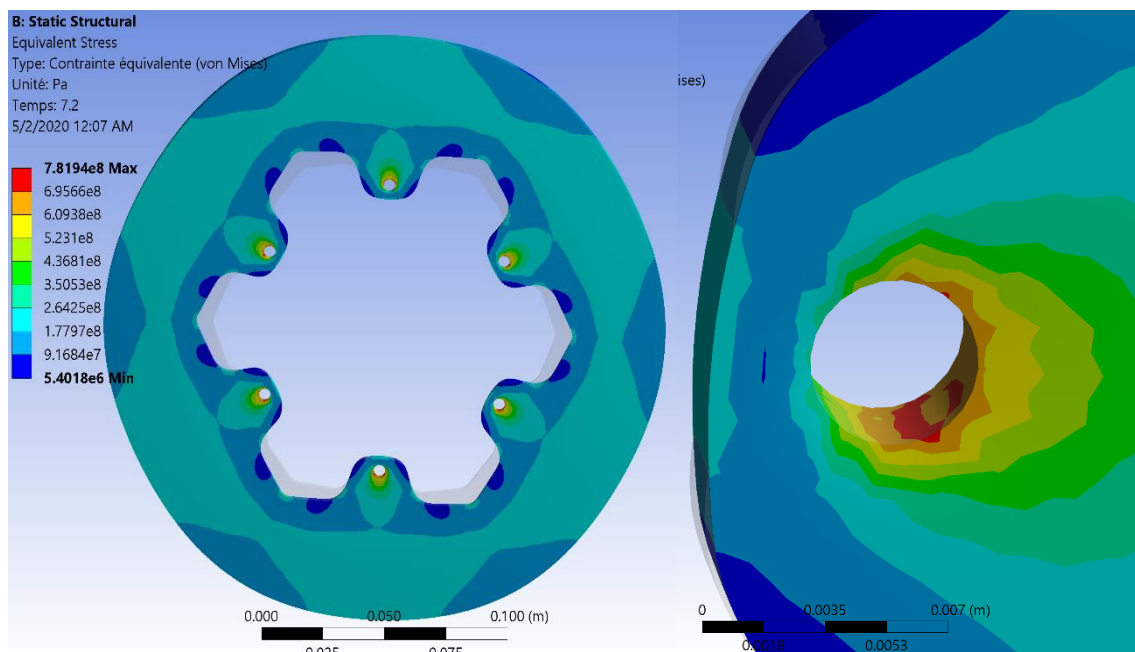


Fig. 57 : Contrainte équivalente von Mises en phase d'échauffement (Temps : 7,2 [s])

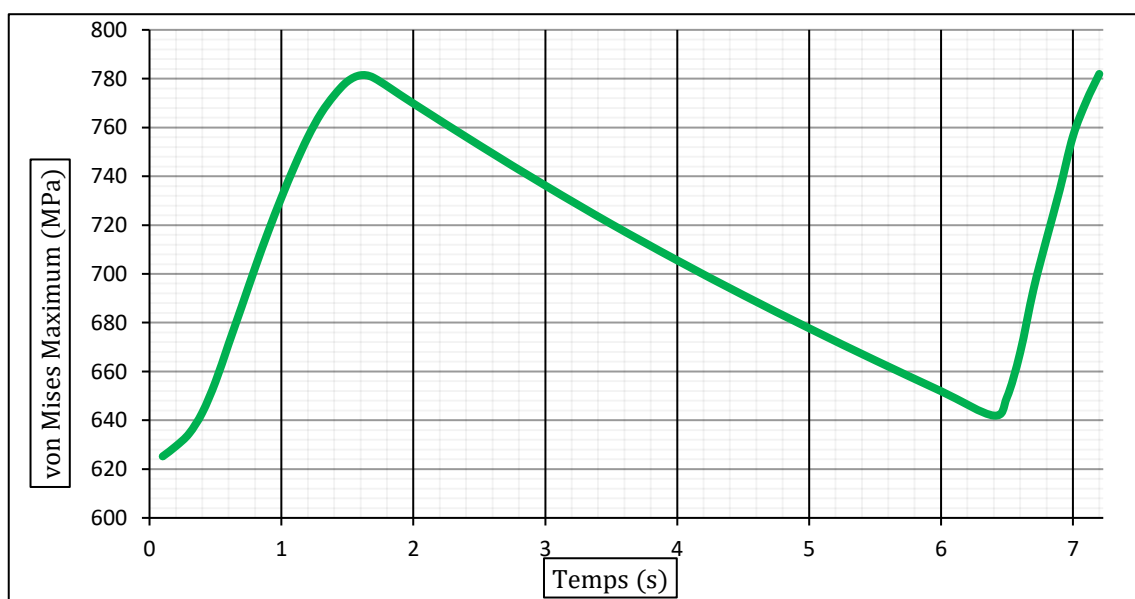
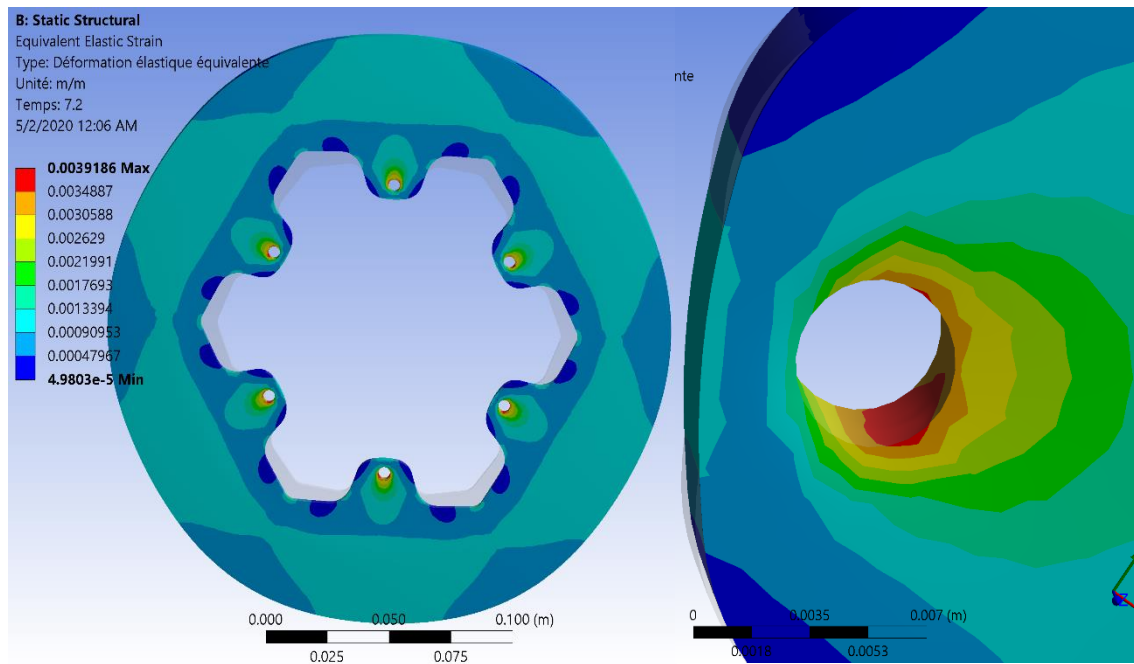


Fig. 58 : von Mises en fonction du temps



*Fig. 59 : Déformation élastique équivalente en phase d'échauffement (Temps : 7,2 [s])*

Sur la figure 59 la déformation élastique équivalente maximale est représenté. Comme pour la « contrainte de von Mises » et « le déplacement total », la déformation élastique équivalente maximale apparaît aussi dans les trous de fixation et à leur proximité. De plus, des déformations de moindre importance apparaissent sur la zone de contact disque-plaquette.

## 6. Conclusion et Perspectives

La cible de cette recherche est de développer une analyse thermomécanique des disques de frein. Nous cherchons au long terme de définir un processus de conception de disques de frein fiable pour augmenter la performance globale de la monoplace.

L'analyse thermomécanique des disques de frein, par la méthode des éléments finis, est un outil numérique essentiel pour la conception des disques et du système de freinage d'une automobile. Le système de freinage est primordial dans la sécurité des véhicules mais il est aussi très important pour améliorer la performance des monoplaces. La complexité de la physique qui intervient dès que le pilote identifie le point de freinage, jusqu'à ce que le véhicule réduise sa vitesse, met en difficulté l'utilisation d'outils analytiques pour calculer avec précision tous les phénomènes mécaniques et thermiques qui ont lieu.

L'approfondissement des principes physiques qui interviennent lors d'un freinage, combiné avec l'analyse des composants principaux dans la perspective de la conception, engendrent la combinaison parfaite pour définir la gestion de l'énergie thermique faite par les disques de frein et ses conséquences mécaniques. Dans ce projet nous avons défini les caractéristiques du véhicule en question, les limitations financières, les ressources matérielles et les objectifs de performance en envisageant, dans une prochaine étape, d'identifier le modèle de disque optimal.

L'étude bibliographique développée sert d'appui théorique pour la validation des résultats de l'analyse thermomécanique à l'égard des données expérimentales ; l'étude bibliographique servira aussi, dans le futur, comme guide théorique pour établir les principes de conception des freins à disques de l'équipe Formule Polytechnique Montréal. L'utilisation des données expérimentales pour valider la simulation est une garantie de la fiabilité des résultats et de la réalité du comportement physique des résultats.

Les températures obtenues par la simulation, après le processus de corrélation, ont une erreur maximale de 6% au long de toute la simulation. Appuyés par la précision des résultats de simulation nous pouvons constater que :

- La finesse du maillage augmente la précision de la simulation.
- La précision des résultats dépend fortement de la distribution du flux de chaleur. Toutes les variables impliquées dans le calcul du flux doivent être analysées en détail.
- La convection est le mécanisme de refroidissement le plus efficace dans la réduction de la température. La correction du coefficient de convection, approximé analytiquement, est nécessaire pour approcher des températures réelles.
- La conductivité thermique du disque joue un rôle très important dans la distribution de l'énergie thermique sur tout le volume du disque.
- La température ambiante a une influence très faible sur les résultats.
- Les températures moyennes et maximales sont dans les limites de la capacité thermique du disque.
- La sollicitation mécanique du disque se concentre sur les contraintes au niveau des pistes de frottement et plus fortement dans les trous de fixations.
- Les déplacements et les déformations sont dans les limites des capacités élastiques du disque.



- Le disque est en dessous de ses limites mécaniques maximales et moyennes.
- La sollicitation globale du disque est dans les limites des capacités mécaniques et thermiques du disque.
- Les résultats de la simulation numérique sont comparables à ceux qu'on trouve dans la littérature [16].

## 7. Références

- [1] Abebaw, H. S. (2015). *Analytical and Finite Element Analysis of Surface Wear on Disc Brake Rotor*. Addis Ababa: Addis Ababa Institute of technology INSTITUTE OF TECHNOLOGY.
- [2] Adachi, K., & Kato, K. (2001). *Wear Mechanisms*. Tohoku: CRC Press LLC.
- [3] ANSYS, Inc. (2009). *Theory Reference for the Mechanical APDL and Mechanical Applications Release 12.0*. Canonsburg, PA (USA): ANSYS, Inc.
- [4] AP Racing. (2020, Janvier 01). *AP Racing*. Récupéré sur <https://apracings.com/race-car/brake-pads/2-piston-caliper-pad-profiles/cp4226d27-motorcycle?switch=0>
- [5] Autodesk, Inc. (2020, Janvier 05). *Autodesk, Inc.* Récupéré sur <https://knowledge.autodesk.com/fr/support/autocad/learn-explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2018/FRA/AutoCAD-Core/files/GUID-0ECCAE5E-8807-4F38-BDC7-627804012FDE-htm.html>
- [6] Belhocine, A. (2011). *Thermomechanique des Disques de Frein*. Oran: Université des Sciences et de la Technologie d'Oran.
- [7] Centric Parts. (2018). *The Physics of Braking Systems*. Carson, CA (USA).
- [8] EBC Brakes. (2020, Janvier 05). *EBC Brakes*. Récupéré sur <https://ebcbrakes.com/product/gpfax-brake-pads/>
- [9] Engineering Toolbox. (2020, Janvier 03). *Engineering Toolbox*. Récupéré sur <https://www.engineeringtoolbox.com/>
- [10] Engineers Edge, LLC. (2020, Janvier 01). *www.engineersedge.com*. Récupéré sur [https://www.engineersedge.com/mechanics\\_machines/mass\\_moment\\_of\\_inertia\\_equations\\_13091.htm](https://www.engineersedge.com/mechanics_machines/mass_moment_of_inertia_equations_13091.htm)
- [11] ISR Brakes. (2020, Février 02). *ISR Brakes Sweden*. Récupéré sur <http://www.isrbrakes.se/products/calipers/22-048.html>
- [12] Limpert, R. (2011). *Brake Design and Safety*. Warrendale, PA, USA: SAE International.
- [13] MatWeb, L. (2020, Janvier 15). *MatWeb*. Retrieved from <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=bade359a83e447418433d0eb5cae3123>
- [14] Moyne, Y. J. (2016). *Transferts thermiques*. EDiLiVRe.
- [15] OZEN Engineering, Inc. (2014). *Meshing Workshop*. Dans P. Metin Ozen, *Meshing Workshop*.
- [16] Singh, M. V. (2017). *Experimental and Numerical Thermal Analysis of Formula Student Racing Car Disc Brake Design*. Manipal: Journal of Engineering Science and Technology Review.

